



TUGAS AKHIR - TM145502

IDENTIFIKASI UNBALANCE PADA CENTRIFUGAL FAN C2322 UNIT PA PABRIK 3 PT. PETROKIMIA GRESIK DENGAN MENGGUNAKAN METODE PENGUKURAN VIBRASI

HARYO FEBRIANTO
NRP. 2114 030 029

Dosen Pembimbing:
Dedy Zulhidayat Noor, ST., MT., Ph.D.
19751206 200501 1 002

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



TUGAS AKHIR - TM145502

**IDENTIFIKASI UNBALANCE PADA CENTRIFUGAL
FAN C2322 UNIT PA PABRIK 3 PT. PETROKIMIA
GRESIK DENGAN MENGGUNAKAN
METODE PENGUKURAN VIBRASI**

**HARYO FEBRIANTO
NRP. 2114 030 029**

**Dosen Pembimbing
Dedy Zulhidayat Noor, ST., MT., Ph.D.
19751206 200501 1 002**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**



FINAL PROJECT - TM145502

**UNBALANCE IDENTIFICATION ON CENTRIFUGAL
FAN C2322 UNIT PA PLANT 3 PT. PETROKIMIA
GRESIK USING VIBRATION MEASUREMENT
METHOD**

HARYO FEBRIANTO
NRP. 2114 030 029

Advisor
Dedy Zulhidayat Noor, ST., MT., Ph.D.
19751206 200501 1 002

MECHANICAL ENGINEERING INDUSTRY DEPARTMENT
Faculty of Vocation
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2018

**IDENTIFIKASI UNBALANCE PADA CENTRIFUGAL
FAN C-2322 UNIT PA PABRIK 3 PT. PETROKIMIA
GRESIK DENGAN MENGGUNAKAN
METODE PENGUKURAN VIBRASI**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
pada
Bidang Studi Manufaktur
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA
Oleh :

HARYO FEBRIANTO

NRP. 2114 030 029



Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir :
Pembimbing

Dedy Zuhidayat Noor, ST., MT., Ph.D.

NIP. 19751206 200501 1 002

**SURABAYA
JANUARI 2018**

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur dipanjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan rahmatNya, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul :

“IDENTIFIKASI UNBALANCE PADA CENTRIFUGAL FAN C-2322 UNIT PA PABRIK 3 PT. PETROKIMIA GRESIK DENGAN MENGGUNAKAN METODE PENGUKURAN VIBRASI”

Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Departemen Teknik Mesin Industri untuk bisa dinyatakan lulus. Selain itu Tugas Akhir juga merupakan suatu bukti yang dapat diberikan kepada almamater dan masyarakat.

Adapun keberhasilan penulisan dalam penyusunan laporan ini tidak lepas dari berbagai pihak yang telah banyak memberikan bantuan, motivasi, masukan, saran dan dukungan. Untuk itu penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Dedy Zulhidayat Noor, ST. MT. PhD. selaku dosen wali dan dosen pembimbing Tugas Akhir yang telah memberikan bimbingan dukungan dan saran sehingga Tugas Akhir ini dapat diselesaikan dengan baik.
2. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. selaku Ketua Departemen Teknik Mesin Industri
3. Bapak Ir. Suhariyanto, MT selaku Koordinator Tugas Akhir.
4. Bapak – Ibu dosen penguji yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan Tugas Akhir ini.
5. Semua dosen dan karyawan Departemen Teknik Mesin Industri.

6. Orang tua tercinta beserta seluruh keluarga yang telah memberikan dukungan dan doanya.
7. Bapak Dimas Aryo Budi S. selaku pembimbing di PT. Petrokimia Gresik. Terima kasih atas segala waktu dan ilmu yang telah diberikan
8. Dicko Luriyanto yang telah menjadi partner dalam perkuliahan dan banyak membantu dalam pengerjaan Tugas Akhir ini.
9. Teman-teman KPP+ yang selalu memberikan semangat dan motivasi selama perkuliahan
10. Teman-teman Nogogeni ITS Team
11. Partner Tugas Akhir Alan, Adit, Doni dan Togar
12. Serta semua teman-teman Departemen Teknik Mesin Industri dan semua pihak yang telah membantu penulisan Tugas Akhir ini.

Kekurangan atau ketidaksempurnaan tentu masih ada, namun bukan sesuatu yang disengaja, hal tersebut semata-mata karena kekhilafan dan keterbatasan pengetahuan yang dimiliki. Oleh karena itu kritik dan saran yang membangun sangat diharapkan demi kesempurnaan Tugas Akhir ini.

Akhir kata semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi pembaca dan mahasiswa, khususnya mahasiswa Departemen Teknik Mesin Industri.

Surabaya, Januari 2018

Penulis

**IDENTIFIKASI UNBALANCE PADA CENTRIFUGAL FAN
C-2322 UNIT PA PABRIK 3 PT. PETROKIMIA GRESIK
DENGAN MENGGUNAKAN
METODE PENGUKURAN VIBRASI**

Nama Mahasiswa : Haryo Febrianto
NRP : 2114030029
Departemen : Departemen Teknik Mesin Industri
Dosen Pembimbing : Dedy Zulhidayat Noor, ST. MT. PhD.

Abstrak

Predictive maintenance merupakan salah satu teknik dari perawatan yang berbasis pada kondisi mesin atau yang biasa disebut *condition-based maintenance*. Analisis vibrasi adalah salah satu metode yang digunakan dalam *predictive maintenance*, digunakan untuk mengawasi dan menganalisa kondisi kritis dari mesin, komponen, dan sistem pada bagian tertentu berbasis getaran atau vibrasi yang ditimbulkan benda tersebut. Pada *centrifugal fan* sering ditemui kasus vibrasi yang melebihi batas standart yang disebabkan oleh banyak faktor. Untuk itu diperlukan sistem monitoring berbasis vibrasi untuk mendeteksi kerusakan pada *centrifugal fan*.

Dalam penelitian ini dilakukan pengukuran getaran untuk mengetahui level getaran yang dihasilkan sesuai standart ISO 10816 dan selanjutnya dilakukan analisa spektrum getaran untuk mendeteksi jenis kerusakan yang terjadi. Setelah diketahui jenis kegagalan yang terjadi maka didapatkan solusi untuk mengatasi kegagalan tersebut. Setelah proses perbaikan selesai, dilakukan pengukuran getaran ulang untuk memastikan bahwa *centrifugal fan* berada pada level getaran yang aman untuk digunakan.

Berdasarkan hasil pengukuran yang dilakukan, maka dapat dibandingkan antara level getaran sebelum dilakukan proses balancing dan juga data setelah dilakukan proses balancing. Setelah proses balancing, didapatkan penurunan nilai amplitude, yaitu untuk titik MOH dari 8.91 mm/s menjadi 2.1 mm/s. Untuk

titik MOV dari 5.1 mm/s menjadi 2.3 mm/s. Untuk titik MOA dari 6,0 mm/s menjadi 1,3 mm/s. Untuk titik MIH dari 10,0 mm/s menjadi 1,8 mm/s. Untuk titik MIV 3,2 mm/s menjadi 1,2 mm/s. Untuk titik MIA dari 6,5 mm/s menjadi 2,5 mm/s. Untuk titik FIH dari 8,3 mm/s menjadi 1,9 mm/s. Untuk titik FIV dari 3,1 mm/s menjadi 1,1 mm/s. Untuk titik FIA dari 4,5 mm/s menjadi 1,3 mm/s. Untuk titik FOH dari 12,3 mm/s menjadi 1,8 mm/s. Untuk titik FOV dari 5,2 mm/s menjadi 2,7 mm/s. Untuk titik FOA dari 5,1 mm/s menjadi 1,2 mm/s.

Kata kunci : analisis vibrasi, *predictive maintenance*, *unbalance*

UNBALANCE IDENTIFICATION ON CENTRIFUGAL FAN C2322 UNIT PA PLANT 3 PT. PETROKIMIA GRESIK USING VIBRATION MEASUREMENT METHOD

Name : Haryo Febrianto
NRP : 2114030029
Department : Mechanical Industry Engineering Department
Advisor : Dedy Zulhidayat Noor, ST. MT. PhD.

Abstract

Predictive maintenance is one of the maintenance techniques based on the condition of the machine or commonly called condition-based maintenance. Vibration analysis is one of the methods used in predictive maintenance, used to monitor and analyze critical conditions of machinery, components, and systems on certain parts based on the vibration of the object. Some vibration cases often encountered on the centrifugal fan that exceed the standard limit caused by multiple factors. This requires a vibration-based monitoring system to detect damage on the centrifugal fan.

In this research, vibration measurement is done to find out the level of vibration generated according to ISO 10816 standard and then to be analyzed with vibration spectrum to detect the type of damage happened. After knowing the type of failure that occurs, then it is obtained the solution to overcome it. After repairment process is completed, repeated vibration measurements are done to ensure that the centrifugal fan is at a safe vibration level to use.

Based on the measurement results, it can be compared between the vibration level before the balancing process and also the data after the balancing process. After balancing process, lower amplitude value is obtained, for MOH point from 8,9 mm/s to 2,1 mm/s. For point MOV from 5.1 mm/s to 2.3 mm/s. For point

MOA from 6,0 mm/s to 1,3 mm/s. For point MIH from 10,0 mm/s to 1,8 mm/s. For point MIV 3,2 mm/s to 1,2 mm/s. For point MIA from 6,5 mm/s to 2,5 mm/s. For point FIH from 8,3 mm/s to 1,9 mm/s. For point FIV from 3,1 mm/s to 1,1 mm/s. For point FIA from 4,5 mm/s to 1,3 mm/s. For point FOH from 12,3 mm/s to 1,8 mm/s. For point FOV from 5,2 mm/s to 2,7 mm/s. For point FOA from 5,1 mm/s to 1,2 mm/s.

Keywords : *vibration analysis, predictive maintenance, unbalance*

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
KATA PENGANTAR	iv
ABSTRAK	vi
ABSTRACT	viii
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xiv
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian	2
1.4 Manfaat Penelitian	2
1.5 Batasan Masalah	3
1.6 Sistematika Penulisan	3
BAB II DASAR TEORI	
2.1 <i>Predictive Maintenance</i>	5
2.1.1 Manfaat dan Tujuan <i>Predictive Maintenance</i>	6
2.1.2 Metode dalam <i>Predictive Maintenance</i>	7
2.2 Analisa Vibrasi	8
2.2.1 Pengertian Vibrasi	8
2.2.2 Jenis Getaran	9
2.2.3 Parameter Getaran	11
2.3 Getaran dan Kondisi Mesin	13
2.3.1 Klasifikasi Pengukuran Getaran	14
2.3.2 Tujuan Pengukuran	15
2.4 Sensor Getaran	15
2.4.1 Penempatan Sensor Getaran	18
2.5 Sinyal Getaran	19
2.5.1 Sinyal Getaran Domain Waktu	20
2.5.2 Sinyal Getaran Domain Frekuensi	20
2.6 <i>Unbalance</i>	22
2.6.1 Jenis <i>Unbalance</i>	23

2.6.2 Proses <i>Balancing</i>	27
BAB III METODE PENELITIAN	
3.1 Diagram Alir Penelitian	33
3.2 Alur Penelitian	35
3.3 Peralatan Pengukuran Vibrasi	36
3.3.1 <i>Data Acquisition</i>	36
3.3.2 <i>Transducer</i>	37
BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN	
4.1 Pengukuran Vibrasi	39
4.2 Hasil Pengukuran	39
4.3 Analisa dan Pembahasan.....	53
4.4 Proses <i>Balancing</i>	54
4.3 Hasil Pengukuran Setelah Proses <i>Balancing</i>	59
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan	73
5.2 Saran.....	74
DAFTAR PUSTAKA	75
LAMPIRAN	76
BIODATA PENULIS	79

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Getaran Harmonik Sederhana	8
Gambar 2.2	Getaran Bebas Tanpa Redaman	9
Gambar 2.3	Getaran Tanpa Redaman dengan Frekuensinya	10
Gambar 2.4	Getaran Bebas Dengan Redaman	10
Gambar 2.5	Frekuensi dan Periode Gelombang	12
Gambar 2.6	Amplitudo dalam Gelombang	12
Gambar 2.7	Sensor Stud Mounting	16
Gambar 2.8	Sensor Hand Probe	17
Gambar 2.9	Sensor Magnet	17
Gambar 2.10	Quick Disconnect Sensor	18
Gambar 2.11	Penempatan Sensor Getaran	19
Gambar 2.12	Sinyal Getaran Domain Waktu	20
Gambar 2.13	Sinyal Getaran Domain Frekuensi	21
Gambar 2.14	Hubungan antara Domain Waktu dengan Domain Frekuensi	22
Gambar 2.15	Static Unbalance	24
Gambar 2.16	Couple Unbalance	25
Gambar 2.17	Dynamic Unbalance	26
Gambar 2.18	Overhung Unbalance	26
Gambar 2.19	Vektor Original Run	28
Gambar 2.20	Vektor Original dan Trial Run	29
Gambar 2.21	Vektor Resultan Original dan Trial Run	30
Gambar 2.22	Sudut Pergeseran Correction Weight	31
Gambar 3.1	CSI-2140® Machinery Analyzer & Balancer	36
Gambar 3.2	Two Pole Magnet Sensor	37
Gambar 4.1	Lokasi Titik Pengukuran	39
Gambar 4.2	Hasil Pengukuran pada Titik MOH	40
Gambar 4.3	Hasil Pengukuran pada Titik MOV	41
Gambar 4.4	Hasil Pengukuran pada Titik MOA	42
Gambar 4.5	Hasil Pengukuran pada Titik MIH	43
Gambar 4.6	Hasil Pengukuran pada Titik MIV	44
Gambar 4.7	Hasil Pengukuran pada Titik MIA	45
Gambar 4.8	Hasil Pengukuran pada Titik FIH	46

Gambar 4.9	Hasil Pengukuran pada Titik FIV	47
Gambar 4.10	Hasil Pengukuran pada Titik FIA	48
Gambar 4.11	Hasil Pengukuran pada Titik FOH.....	49
Gambar 4.12	Hasil Pengukuran pada Titik FOV.....	50
Gambar 4.13	Hasil Pengukuran pada Titik FOA.....	51
Gambar 4.14	Vektor Original Run	55
Gambar 4.15	Vektor Original dan Trial Run.....	56
Gambar 4.16	Vektor Resultan Original dan Trial Run	57
Gambar 4.17	Sudut Pergeseran Correction Weight.....	58
Gambar 4.18	Hasil Pengukuran pada Titik MOH Setelah Proses Balancing.....	59
Gambar 4.19	Hasil Pengukuran pada Titik MOV Setelah Proses Balancing.....	60
Gambar 4.20	Hasil Pengukuran pada Titik MOA Setelah Proses Balancing.....	61
Gambar 4.21	Hasil Pengukuran pada Titik MIH Setelah Proses Balancing.....	62
Gambar 4.22	Hasil Pengukuran pada Titik MIV Setelah Proses Balancing.....	63
Gambar 4.23	Hasil Pengukuran pada Titik MIA Setelah Proses Balancing.....	64
Gambar 4.24	Hasil Pengukuran pada Titik FIH Setelah Proses Balancing.....	65
Gambar 4.25	Hasil Pengukuran pada Titik FIV Setelah Proses Balancing.....	66
Gambar 4.26	Hasil Pengukuran pada Titik FIA Setelah Proses Balancing.....	67
Gambar 4.27	Hasil Pengukuran pada Titik FOH Setelah Proses Balancing.....	68
Gambar 4.28	Hasil Pengukuran pada Titik FOV Setelah Proses Balancing.....	69
Gambar 4.29	Hasil Pengukuran pada Titik FOA Setelah Proses Balancing.....	70

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1	Hasil Pengukuran saat Unbalance	52
Tabel 4.2	Hasil Perbandingan RMS Saat Unbalance dan Setelah Balancing.....	71

BAB I

PEDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Dalam dunia industri, perawatan atau *maintenance* terhadap mesin – mesin dilakukan dengan berbagai teknik. *Predictive maintenance* merupakan salah satu teknik dari perawatan yang berbasis pada kondisi mesin. *Predictive* atau *condition-based maintenance* terdiri dari pemantauan terhadap kondisi mesin dan operasional secara periodik, mengidentifikasi komponen yang bermasalah pada mesin dan melakukan perencanaan perawatan, langkah selanjutnya jika diperlukan mesin akan dimatikan dan komponen yang bermasalah diganti. Analisis vibrasi adalah salah satu metode yang digunakan dalam *predictive maintenance*, digunakan untuk mengawasi dan menganalisa kondisi dari mesin, komponen, dan sistem pada bagian tertentu berbasis getaran atau vibrasi yang ditimbulkan mesin tersebut.

Penting untuk diketahui disini bahwa mesin yang mengalami kerusakan pada umumnya menghasilkan karakteristik getaran yang unik, sehingga dengan melakukan analisis karakteristik getaran kita dapat menentukan kerusakan atau kegagalan yang terjadi pada mesin. Kelebihan dari *Predictive* atau *condition-based maintenance* berbasis analisis vibrasi yaitu kita dapat mengetahui kerusakan yang terjadi pada mesin tanpa melakukan pembongkaran dan kita dapat memberikan solusi yang tepat untuk mengatasi masalah tersebut

Getaran yang dihasilkan oleh sebuah mesin sangat kompleks, mengingat banyaknya komponen yang terdapat pada sebuah mesin. Untuk memudahkan hal tersebut, kita dapat menggunakan sebuah alat instrumentasi *Computational System*

Incorporated (CSI). Getaran yang dihasilkan akan diuraikan sesuai dengan sumber getarannya.

1.2. Rumusan Masalah

Tugas Akhir ini mempunyai beberapa permasalahan, yaitu antara lain :

1. Bagaimana cara melakukan *predictive maintenance* dengan metode analisa vibrasi?
2. Bagaimana cara mengetahui kerusakan pada mesin?
3. Bagaimana solusi untuk mengatasi kerusakan tersebut?

1.3. Tujuan Penelitian

Dengan mengacu latar belakang serta rumusan masalah yang ada maka tujuan penelitian Tugas Akhir ini adalah:

- a. Mampu mengetahui cara melakukan *predictive maintenance* dengan metode vibrasi
- b. Menganalisa kerusakan berdasarkan spektrum vibrasi
- c. Mengetahui cara penanggulangan dan perbaikan kerusakan yang menyebabkan vibrasi

1.4. Manfaat Penulisan

Manfaat penulisan laporan tugas akhir ini adalah :

1. Mengetahui cara melakukan *predictive maintenance* metode vibrasi
2. Dapat memprediksi kerusakan dan memberikan solusi yang terjadi pada mesin tanpa membongkar.
3. Menjadi referensi pihak PT. Petrokimia Gresik untuk melakukan perawatan

1.5. Batasan Masalah

Batasan masalah yang di berikan untuk Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

- a. Mesin yang digunakan untuk penelitian adalah *Centrifugal Fan C2322* di Unit PA Pabrik 3 PT. Petrokimia Gresik
- b. Alat yang digunakan untuk melakukan pengukuran vibrasi adalah CSI-2140® *Machinery Analyzer & Balancer*
- c. Metode yang digunakan untuk mendeteksi kerusakan dan mengatasi kerusakan yaitu metode vibrasi *predictive maintenance*

1.6. Sistematika Penulisan

Laporan Tugas Akhir ini terdiri atas 5 bab, berdasarkan penulisan – penulisan tertentu, yang nantinya diharapkan agar pembaca lebih mudah dalam memahaminya. Sistematika penulisannya sebagai berikut:

BAB I PENDAHULUAN

Pada bab ini berisikan tentang Latar Belakang, Perumusan Masalah, Tujuan Penelitian, Manfaat Penelitian, Batasan Masalah dan Sistematika Penulisan

BAB II LANDASAN TEORI

Pada bab ini berisikan teori-teori dan fakta-fakta yang dipakai sebagai dasar untuk melakukan rujukan dan pembahasan permasalahan yang diangkat pada tugas akhir ini

BAB III METODOLOGI

Pada bab ini berisikan metode pengerjaan dan pengambilan data Tugas Akhir

BAB IV ANALISA DATA

Pada bab ini berisi tentang kondisi dari *Centrifugal Fan* dan penyebab dari kerusakan yang terjadi serta solusi yang diberikan untuk mengatasi kerusakan tersebut

BAB V PENUTUP

Pada bab ini berisi kesimpulan atas penyusunan Tugas Akhir dan saran bagi penelitian selanjutnya

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Predictive Maintenance

Dewasa ini, pola pemeliharaan prediktif dianggap lebih efektif dan efisien karena pemeliharaan dilakukan berdasarkan hasil pengamatan (monitoring) dan analisa untuk menentukan kondisi dan kapan pemeliharaan akan dilaksanakan, berbeda dengan pola pemeliharaan yang lain seperti pada pola pemeliharaan *time base maintenance*. Pada pola pemeliharaan *time base maintenance*, pemeliharaan dilakukan hanya berdasarkan pada jam operasi peralatan/komponen tanpa mempertimbangkan apakah peralatan tersebut masih baik atau tidak.

Pengembangan pola pemeliharaan prediktif, memanfaatkan berbagai peralatan test, peralatan monitoring yang telah dimiliki dan mengikuti berbagai metoda analisis yang dapat diterapkan dalam meningkatkan kualitas pemeliharaan maupun keandalan operasi produksi serta efektifitas dalam penggunaan biaya pemeliharaan itu sendiri. Penggunaan dari teknologi *predictive maintenance* memungkinkan kinerja dari departemen perawatan dapat meningkat karena kondisi permesinan dapat diketahui dengan baik tanpa menghentikan jalannya mesin. Perawatan prediktif menunjukkan penyimpangan dari kondisi normal kerja mesin dan dengan cara ini dapat memberikan cara yang lebih handal untuk mengetahui kerusakan yang sedang dan akan terjadi, dengan menunjukkan komponen yang rusak maka pihak manajemen dapat menyiapkan komponen sesuai kebutuhan yang diinginkan. Kunci utama perawatan prediktif adalah mendeteksi adanya kerusakan atau kegagalan yang akan terjadi atau impending trouble dan segera menyelesaikan masalah tersebut sebelum terjadinya kerusakan mesin atau machine breakdown.

Perawatan prediktif bekerja berdasarkan proses monitoring condition yang dilakukan terhadap peralatan yang diinginkan. Hasil dari proses ini adalah data – data hasil pengukuran atau pengujian yang selanjutnya data – data tersebut dibandingkan dengan data – data acuan yang sudah diketahui sebelumnya (known engineering limit) untuk menentukan kondisi operasi dari peralatan tersebut. [5]

2.1.1 Manfaat dan Tujuan Predictive Maintenance

Manfaat dari Predictive Maintenance adalah :

- Memperpanjang umur operasi mesin
Karena predictive maintenance merupakan perawatan berdasarkan dari hasil pengamatan (condition monitoring) kita bisa mengetahui keadaan suatu mesin tersebut. Bila ada yang tidak normal di dalam mesin tersebut, secepatnya kita bisa memperbaiki mesin tersebut sebelum rusak. Sehingga kita bisa memperpanjang umur dari suatu mesin yang dilakukan *predictive maintenance*.
- Memperbaiki efisiensi mesin
Dengan mengetahui keadaan suatu mesin tersebut, kita bisa memperbaiki mesin tersebut bila keadaan mesin tersebut tidak sesuai dengan kondisi normalnya. Setelah diperbaiki maka efisiensi dari mesin tersebut beserta kinerjanya akan naik.
- Digunakan untuk manajemen perawatan
Setelah mendapatkan data – data dari *predictive maintenance* kita bisa melakukan manajemen perawatan di *plant* tersebut. Manajemen perawatan akan mengurangi biaya perawatan dan juga dapat meminimalisasikan proses *breakdown* yang tidak terjadwal. Memberikan data – data hasil pengukuran yang dapat digunakan untuk evaluasi, modifikasi dan perbaikan peralatan di kemudian hari

Dengan diketahuinya data – data dari *predictive maintenance* kita bisa menjadwalkan perawatan rutin (*preventive maintenance*) dan bisa mengevaluasi peralatan – peralatan baik yang baru maupun yang sudah lama berdasarkan data tersebut. Keuntungan utama penerapan perawatan prediktif adalah meningkatnya kesiapan peralatan pabrik karena keandalan mesin yang lebih bagus. Kecenderungan rusaknya mesin dimasa mendatang dapat diantisipasi dengan baik sehingga dengan demikian aktivitas perawatan yang direncanakan akan cocok dengan jadwal *shutdown* peralatan. Keuntungan lain yang didapat adalah berkaitan dengan menurunnya biaya *spare part* peralatan dan upah pekerja. Mesin yang mengalami kerusakan selama beroperasi akan menyebabkan biaya perbaikan lebih besar dibandingkan bila kegiatan *repair* dilakukan sesuai jadwal. [5]

2.1.2. Metode dalam Predictive Maintenance

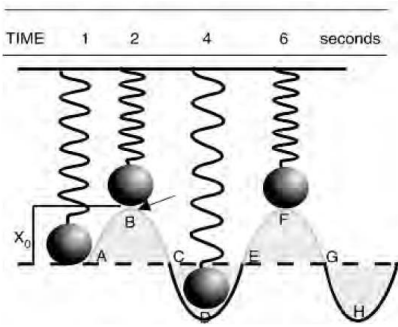
Predictive Maintenance memiliki beberapa teknik dalam pengambilan data. Berikut merupakan beberapa teknik dalam *predictive maintenance*:

- *Vibration Monitoring* (Pemantauan terhadap vibrasi)
- *Thermography* (Pemantauan terhadap temperatur)
- *Tribology* (Pemantauan bearing dan pelumasan)
- *Process Parameter* (Pemantauan efisiensi mesin)
- *Visual Inspection* (Pemantauan menggunakan indera)
- *Ultrasonic* (Pemantauan bunyi yang ditimbulkan)
- *Electric Motor Analysis* (Pemantauan terhadap motor listrik dan komponen elektrik lainnya) [5]

2.2 Analisa Vibrasi

2.2.1 Pengertian Vibrasi

Vibrasi adalah gerak berkala (*periodic motion*) atau sebuah gerak bolak - balik dari kondisi diam selama selang waktu tertentu. Pada dasarnya setiap komponen atau mesin yang beroperasi pasti akan menghasilkan getaran. Namun pada sebagian besar mesin, getaran dengan level yang tinggi ini tidak diinginkan karena selain meningkatkan tegangan juga mengurangi energi yang seharusnya digunakan untuk kefungsiian mesin itu sendiri. Getaran ditandai dengan perubahan secara periodic dari suatu besaran. Getaran dapat dilihat dimana-mana, misalnya sebuah pegas dimana ujung atasnya dilekatkan pada benda diam dan ujung bawahnya diberikan beban seperti pada gambar 2.1 dibawah ini. [1]



Gambar 2.1 Getaran Harmonik Sederhana [1]

Secara umum, gerak getaran merupakan suatu fungsi periodic. Fungsi periodic dapat dinyatakan sebagai :

$$X(t) = X(t+T) \dots\dots\dots (2.1)$$

Dimana t adalah waktu dan T merupakan konstanta yang bersatuan waktu dan disebut sebagai periode. Contoh fungsi

periodic dapat digambarkan dalam gambar 2.1 nilai kebalikan dari T disebut frekuensi, yaitu $f = 1/T$. Frekuensi menyatakan jumlah getaran per satuan waktu.

2.2.2. Jenis Getaran

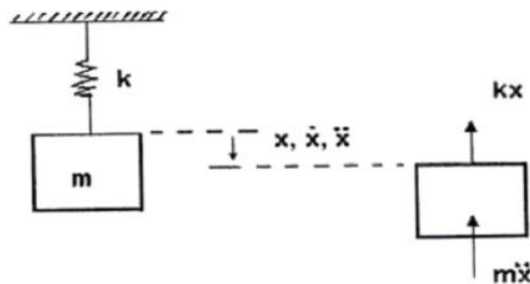
Berdasarkan gangguan yang bekerja getaran dapat dibagi menjadi 2 yaitu:

1. Getaran Bebas

Getaran bebas adalah gerak sistem getaran tanpa adanya gangguan dari luar. Gerakan ini terjadi karena kondisi awal saja. Bila sistem tidak memiliki redaman, maka getaran yang terjadi akan berlangsung terus menerus tiada hentinya. Namun kondisi ini tidak pernah dijumpai dalam praktek karena sistem getaran selalu memiliki redaman. Adanya redaman akan menyebabkan amplitudo getaran semakin lama semakin kecil sehingga akhirnya berhenti.

a) Getaran Bebas Tanpa Redaman

Setiap benda yang mempunyai massa dan kekakuan akan mampu bergetar. Getaran bebas tanpa redaman adalah getaran dimana pengaruh dari gaya gesekan diabaikan. Bila benda tersebut bergetar bebas, maka getaran akan terjadi pada frekuensi pribadinya. Contoh paling sederhana dari getaran bebas tak teredam adalah getaran sistem massa pegas seperti yang diperlihatkan pada gambar 2.2 [4]

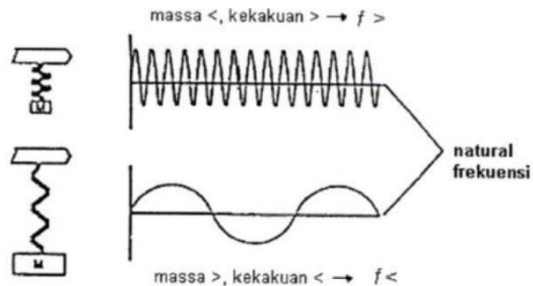


Gambar 2.2 Getaran Bebas Tanpa Redaman [4]

Dari gambar diatas, maka persamaan gerak benda dapat diturunkan sebagai berikut :

$$m \ddot{X} + k X = 0 \dots\dots\dots (2.2)$$

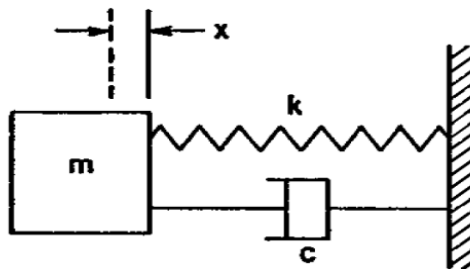
Bila benda diberi gaya kemudian dilepas, maka benda tersebut akan bergetar pada frekuensi pribadinya, seperti pada gambar 2.3 dibawah ini:



Gambar 2.3 Getaran Tanpa Redaman dengan Frekuensinya [4]

b) Getaran Bebas dengan Redaman

Bila suatu sistem yang memiliki redaman diberi gaya kemudian dilepas seperti pada gambar 2.4, sistem tersebut akan bergetar pada frekuensi pribadi sistem teredam (ω_d).



Gambar 2.4 Getaran Bebas Dengan Redaman [4]

Dimana ω_d , frekuensi pribadi sistem teredam dapat dihitung dengan persamaan:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - c} \dots \dots \dots (2.3)$$

dimana ω_n = frekuensi pribadi

c = harga redaman yang dipasang

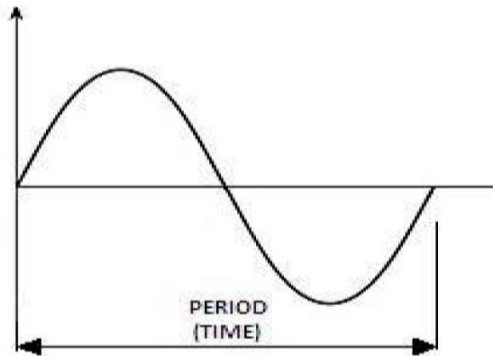
2. Getaran Paksa

Getaran paksa adalah getaran yang mendapat gangguan dari gaya luar. Jika rangsangan tersebut berisolasi, maka sistem akan terpengaruh oleh frekuensi rangsangan. Jika frekuensi natural sama dengan frekuensi rangsangan maka akan terjadi resonansi dan akan mengakibatkan osilasi yang besar dan berbahaya

2.2.3 Parameter Getaran

- Frekuensi

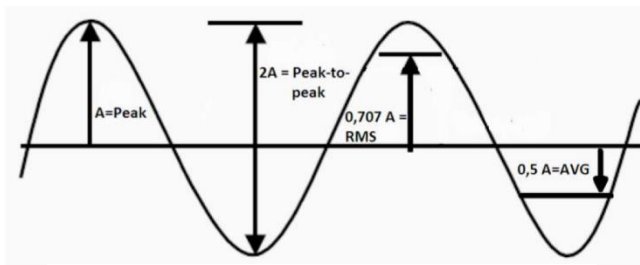
Didefinikan sebagai jumlah gelombang yang terjadi dalam satuan waktu [1/det] = [Hertz]. Satuan yang biasa digunakan dalam suatu pengukuran adalah Revolution per Minutes (RPM) yaitu 60x frekuensi dalam Hertz. Adapun gambarnya dapat dilihat pada gambar 2.5 dibawah ini.



Gambar 2.5 Frekuensi dan Periode Gelombang [6]

- Amplitudo

Didefinikan sebagai besaran simpangan maksimum dari benda yang bergetar. Amplitude dapat diwakili sebagai displacement [mils], Velocity [in/s], atau acceleration [in/s²]. Semua pengukuran getaran yang mana diwakili oleh displacement, velocity, ataupun acceleration mempunyai elemen-elemen yang bisa digunakan dalam menggambarkan suatu fungsi. Elemen-elemen itu antara lain adalah seperti pada gambar 2.6 :



Gambar 2.6 Amplitudo dalam Gelombang [6]

- **Peak to-peak**
Besaran ini bisa dihubungkan dengan besarnya jarak maksimum yang terjadi. Harga peak to-peak yaitu jarak dari puncak ke lembah dari data gelombang getaran.
- **Zero-to-peak**
Nilai Zero-to-peak bisa didapatkan dari setengah peak to peak (A) atau juga bisa didapat dengan mengukur dari titik referensi menuju peak.
- **Root Mean Square (RMS)**
Ditentukan sebagai nilai statistik rata-rata dari amplitude yang dihasilkan oleh getaran mesin. Nilai RMS 0,707 dari peak (A). [6]

2.3 Getaran dan Kondisi Mesin

Pada dasarnya setiap mesin yang beroperasi menghasilkan getaran. Mesin yang ideal tidak akan bergetar dengan tingkat getaran yang tinggi, apabila terjadi getaran yang tinggi maka dapat diindikasikan terjadi suatu kegagalan dalam mesin tersebut. Dalam dunia industri mesin yang dirancang dengan baik getarannya relatif rendah namun untuk jangka waktu pemakaian yang lama akan terjadi kenaikan level getaran karena hal berikut :

- a. Keausan pada elemen mesin.
- b. Terjadi deformasi pada fondasi (base plate) dan mengakibatkan misalignment pada poros.
- c. Perubahan perilaku dinamik pada mesin sehingga terjadi perubahan frekuensi pribadi. [3]

Pada jaman dahulu problem getaran dapat dirasakan oleh operator karena alasan berikut :

- a. Putaran kerja mesin relatif rendah sehingga frekuensinya masih dapat dirasakan.

b. Masih ada interaksi yang intensif antara operator dengan mesin.

Sedangkan dewasa ini problem getaran mesin tidak teramati dengan detail karena alasan berikut :

a. Putaran kerja mesin yang relatif tinggi sehingga sulit merasakan getaran yang terjadi.

b. Interaksi yang relatif jarang antara operator dengan mesin karena mesin dioperasikan menggunakan sistem control

Keadaan diatas mengakibatkan bahwa pemantauan getaran mesin dewasa ini tidak dapat lagi dilakukan secara kualitatif sehingga pemakaian peralatan getaran untuk memantau getaran yang terjadi adalah merupakan keharusan. Umumnya elemen mesin bertumpu pada sistem bantalan sehingga gaya eksitasi getaran pada elemen tersebut diteruskan pula ke sistem tumpuannya. Karena itu pemantauan sinyal getaran dilakukan pada rumah bantalan. Sinyal getaran yang dipantau tersebut berupa sinyal getaran dalam domain waktu yang dapat dikonversikan lebih lanjut kedalam domain frekuensi. Setiap getaran mesin memiliki spectrum dengan ciri tertentu.

2.3.1 Klasifikasi Pengukuran Getaran

Pengukuran getaran permesinan dapat dikelompokkan sebagai berikut :

a. Pengukuran untuk mengetahui level getaran

Pengukuran ini umumnya melibatkan data sinyal getaran dalam domain waktu. Dari pengukuran tersebut diperoleh informasi level getaran yang stabil dalam besaran rms (root mean square). Hasil pengukuran level getaran umumnya untuk dibandingkan dengan besaran standar (standar ISO) sehingga dapat diketahui getaran mesin tersebut dalam batas aman atau tidak.

b. Pengukuran untuk analisis getaran.

Pengukuran ini lebih rumit daripada pengukuran level getaran karena melibatkan sinyal getaran dalam domain waktu maupun dalam domain frekuensi. Alat ukur yang digunakan adalah jenis CSI (Computational System Incorporated) sehingga dapat dilakukan proses konversi dari data domain waktu ke domain frekuensi. CSI ini dapat juga dilakukan untuk pengolahan data lebih lanjut yang mana nantinya berguna untuk analisis sinyal getaran untuk memperoleh keperluan diagnosa kemungkinan kegagalan dalam mesin tersebut.

2.3.2 Tujuan Pengukuran

Dalam suatu pengukuran getaran mesin tujuan utama adalah untuk mendapatkan data dimana dengan melalui pemantulan sinyal getaran secara berkala maka kita dapat mengetahui kondisi mesin yang sebenarnya. Data-data tersebut merupakan sumber informasi yang sangat berharga tentang kelainan atau kerusakan yang diketahui beserta spectrum getarannya. Dengan demikian kerusakan dan kelainan yang sama yang pernah terjadi akan dapat diidentifikasi dengan cepat. Selain itu data-data tersebut dapat juga dimanfaatkan untuk mengubah spesifikasi rancangan sehingga tingkat keandalan mesin dapat dinaikkan.

2.4 Sensor Getaran

Sensor ini memegang penting dalam kegiatan pemantauan sinyal getaran karena terletak di sisi terdepan dari suatu proses pemantauan sinyal getaran mesin. Opsi mounting dari sensor getaran dapat dibedakan menjadi 2 yaitu mounting untuk pemantauan secara berkala dan mounting untuk pemantauan secara continuous. [7]

a) Mounting untuk Pemantauan Secara Continous

1. Stud Mounting

Stud mounting adalah sensor yang penggunaannya dengan cara sebuah mesin diberi lubang dan diuliri lalu sensor tersebut dipasang permanen dengan dimasukkan pada ulir yang telah dibuat seperti pada gambar 2.7 [7]



Gambar 2.7 Sensor Stud Mounting [7]

b) Mounting untuk Pemantauan Secara Berkala

1. Hand Held Probe

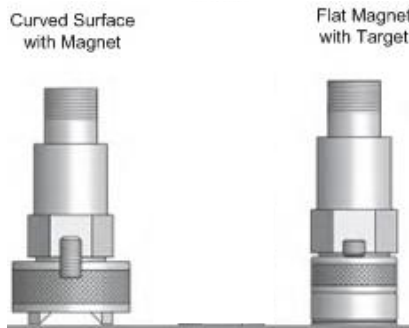
Penggunaan dari hand held probe adalah dengan menekan sensor pada mesin, penggunaan jenis sensor ini kurang direkomendasikan karena sensor jenis ini mudah untuk berubah posisi sehingga mempengaruhi hasil pengukuran. Adapun bentuk dari sensor hand held probe adalah seperti pada gambar 2.8 [7]



Gambar 2.8 Sensor Hand Probe [7]

2. Magnet Sensor

Sensor magnet ini sering digunakan dalam melakukan pengukuran secara berkala, karena magnet dapat dengan kuat menempel pada mesin dan tidak mudah berubah posisi sehingga didapatkan hasil pengukuran yang maksimal. Jenis sensor magnet terdiri dari dua jenis yaitu flat magnet dan curved magnet seperti pada gambar 2.9 [7]



Gambar 2.9 Sensor Magnet [7]

3. Quick Disconnect Sensor

Sensor jenis ini merupakan jenis sensor yang baik karena lokasi pengukuran selalu sama dan tidak mudah berubah

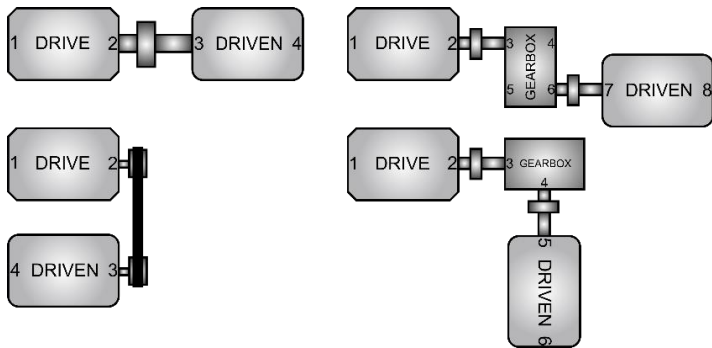
posisi sehingga hasil pengukuran yang didapatkan baik. Namun sensor ini jarang digunakan karena biaya yang dibutuhkan mahal karena dibutuhkan spesial pad pada setiap mesin yang akan dilakukan pengukuran. Bentuk dari quick connect pad adalah seperti pada gambar 2.10 [7]



Gambar 2.10 Quick Disconnect Sensor [7]

2.4.1 Penempatan Sensor Getaran

Dalam penempatan sensor getaran, ada ketentuan yang telah ditetapkan untuk memudahkan dalam identifikasi titik pengukuran. Standar yang ditentukan untuk titik pertama yaitu driver unit seperti motor listrik atau turbin, selanjutnya menuju drivetrain hingga driven unit seperti pada gambar 2.11 [7]



Gambar 2.11 Penempatan Sensor Getaran [7]

Selain lokasi penempatan sensor, ada beberapa hal yang perlu diperhatikan dalam penempatan sensor getaran diantaranya adalah:

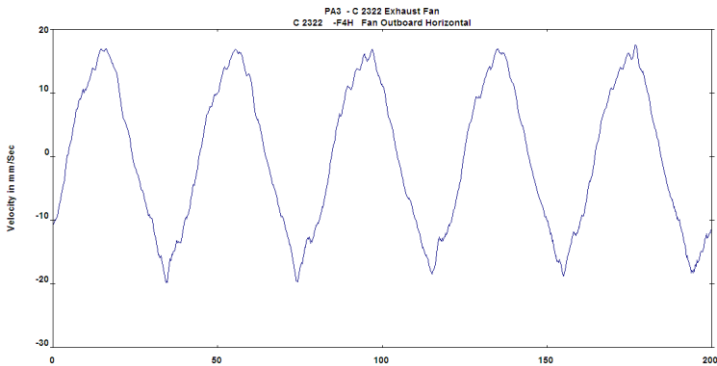
- a. Lokasi pengukuran berada dalam area yang aman
- b. Titik pengukuran berada pada bearing yang menerima transfer getaran
- c. Lokasi pengukuran mudah diakses
- d. Titik pengukuran selalu sama dan tidak berubah-ubah ketika melakukan pengukuran
- e. Pastikan sensor telah menempel dengan baik pada mesin [7]

2.5 Sinyal Getaran

Sinyal yang diperoleh melalui transducer pada pengukuran suatu getaran mesin adalah suatu gabungan berbagai respons atau tanggapan bangunan mesin terhadap bermacam-macam gaya eksitasi dari dalam mesin maupun dari luar mesin. Sehingga kunci analisis yang efektif adalah penguraian sinyal kompleks ini terhadap frekuensi komponen-komponennya. [1]

2.5.1 Sinyal Getaran Domain Waktu

Dengan domain waktu analisis dapat mengamati perubahan simpangan suatu getaran terhadap waktu secara terinci. Gambar 2.12 merupakan gambar sinyal getaran dalam domain waktu.

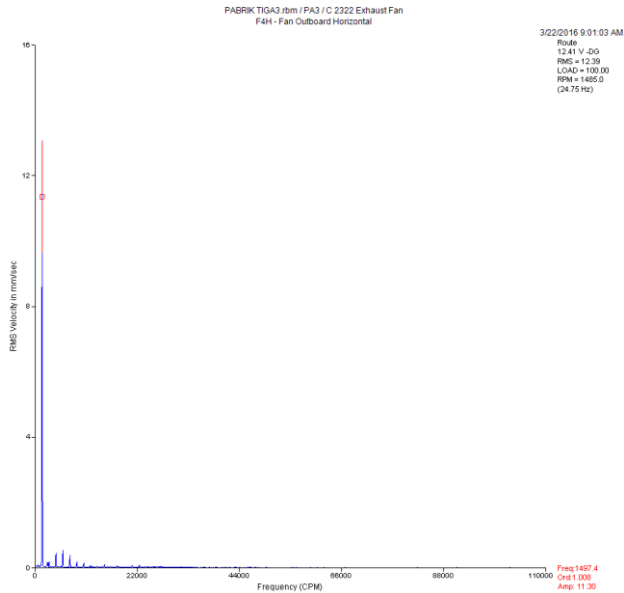


Gambar 2.12 Sinyal Getaran Domain Waktu [2]

Domain waktu memberikan gambaran yang alamiah dari fenomena getaran, maka analisis dalam domain waktu menjadi lebih sulit.

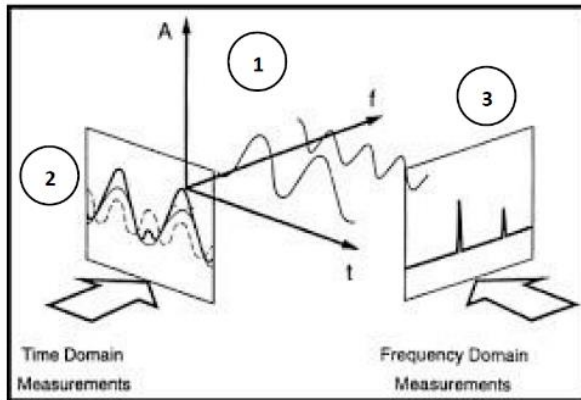
2.5.2 Sinyal Getaran Domain Frekuensi

Sumbu vertikal pada diagram domain frekuensi menyatakan amplitudo dari variabel respon, sedangkan sumbu horizontal menyatakan frekuensi (Hz, RPM). Gambar 2.13 merupakan gambar sinyal getaran dalam domain frekuensi.



Gambar 2.13 Sinyal Getaran Domain Frekuensi [2]

Dengan adanya sinyal getaran dalam domain frekuensi, analisis kegagalan dapat dilakukan dengan melihat amplitudo tinggi berdasarkan frekuensinya. Ilustrasi tentang konsep data dalam domain waktu dan dalam domain frekuensi diperlihatkan dalam gambar 2.14.



Gambar 2.14 Hubungan antara Domain Waktu dengan Domain Frekuensi [1]

Gambar (1) memperlihatkan data dalam sistem koordinat 3 dimensi yang terdiri atas sumbu waktu, sumbu frekuensi dan amplitudo. Hubungan antara amplitudo dengan frekuensi ditunjukkan dalam Gambar (3), sedangkan hubungan antara amplitudo dan waktu ditunjukkan dalam Gambar (2). Data dalam domain waktu ternyata tersusun atas dua sinyal sinus yang frekuensinya berbeda seperti yang diperlihatkan oleh data dalam domain frekuensi. Dalam domain waktu masing-masing komponen sinyal tidak teramati langsung sedangkan domain frekuensi baik amplitudonya maupun frekuensi dapat diketahui secara langsung. Pernyataan sinyal dalam domain frekuensi disebut spektrum sinyal.

2.6 Unbalance

Pada rotating machine, banyak jenis kerusakan yang terjadi dan kerusakan ini dapat menimbulkan vibrasi yang tinggi. Dan jenis kerusakan yang sering terjadi yaitu unbalance. Unbalance terjadi karena adanya *heavy spot* pada *impeller*. *Heavy spot* mengakibatkan pusat massa dari *impeller* bergeser, sehingga

pusat massa dari *impeller* tidak satu sumbu dengan pusat rotasi dari *impeller*. Hal ini menyebabkan *impeller* bergerak ke arah luar, oleh karena itu terjadi amplitudo tinggi, amplitudo tinggi ini yang menyebabkan spektrum tinggi pada 1 X RPM. Adapun penyebab terjadinya unbalance adalah sebagai berikut:

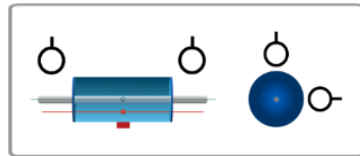
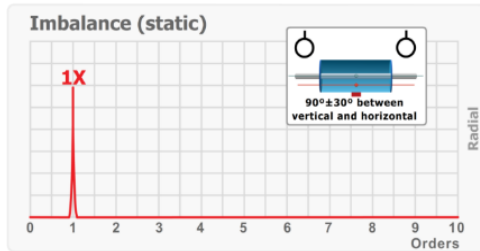
- a. Adanya kotoran yang menempel dan menumpuk pada *impeller*
- b. Kegagalan dalam proses manufaktur
- c. Terjadi korosi pada *impeller*
- d. Terjadi perbedaan dimensi part seperti bearing dan rotor [7]

2.6.1 Jenis Unbalance

Secara umum unbalance dibagi menjadi 4 tipe, diantaranya adalah:

- a. Static Unbalance

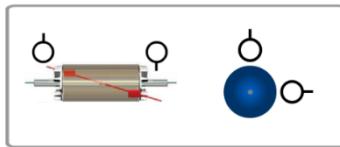
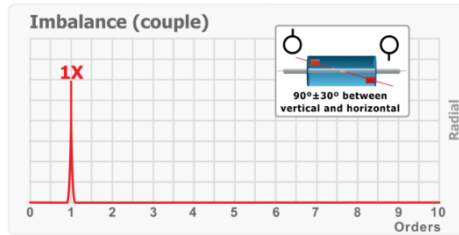
Static unbalance merupakan jenis unbalance yang paling sederhana diantara jenis unbalance yang lainnya. Static unbalance disebabkan adanya massa pada satu titik di *impeller*. Jika dalam kondisi diam biasanya massa tersebut berada di posisi yang paling bawah seperti pada gambar 2.15 [7]



Gambar 2.15 Static Unbalance [7]

b. Couple Unbalance

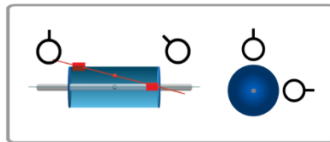
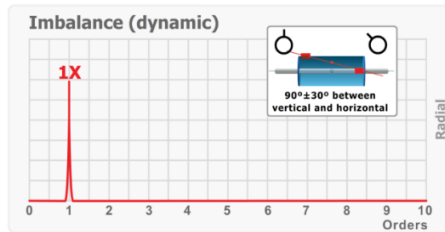
Couple unbalance adalah suatu kondisi dimana terdapat 2 heavy spot yang terletak bersebrangan 180°. Jika dalam kondisi diam, couple unbalance seperti terlihat balance namun apabila dijalankan akan menghasilkan gaya sentrifugal yang berlawanan arah 180°. Ilustrasi dari couple unbalance ditunjukkan seperti gambar 2.16 [7]



Gambar 2.16 Couple Unbalance [7]

c. Dynamic Unbalance

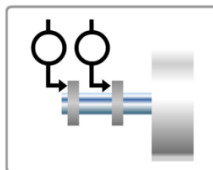
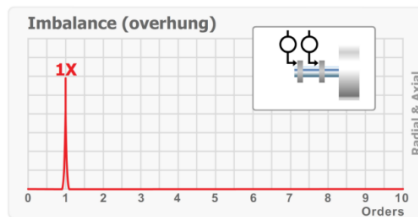
Dynamic unbalance adalah jenis unbalance yang merupakan gabungan dari static dan couple unbalance. Untuk mengetahui jenis unbalance ini, pembacaan phase perlu dilakukan. Phase pada bearing di ujung rotor biasanya out of phase antara 30° dan 150° seperti pada gambar 2.17 [7]



Gambar 2.17 Dynamic Unbalance [7]

d. Overhung Unbalance

Pada mesin overhung, amplitudo tinggi terjadi pada sisi radial dan axial. Amplitudo tinggi pada sisi axial disebabkan oleh poros menggantung yang bergetar mengakibatkan bearing bergerak ke arah axial seperti pada gambar 2.18 [7]



Gambar 2.18 Overhung Unbalance [7]

2.6.2 Proses Balancing

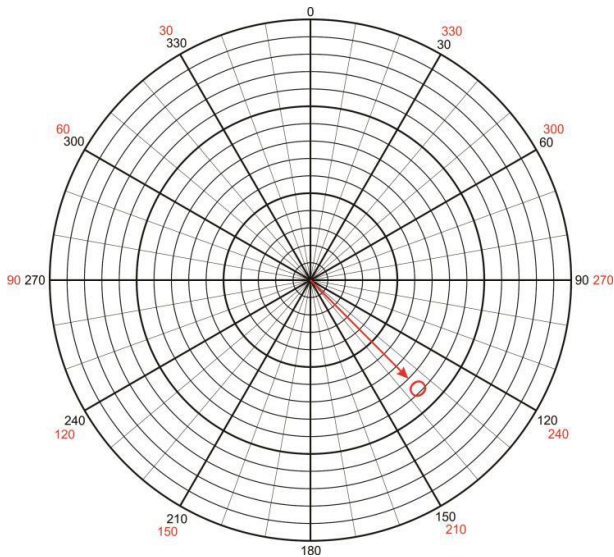
Untuk mengatasi unbalance pada mesin, perlu dilakukan koreksi terhadap distribusi beban yang tidak sama, langkah ini disebut sebagai balancing. Langkah-langkah proses balancing adalah sebagai berikut:

Metode yang digunakan dalam proses balancing yaitu analisis vektor. Teori dasar yang digunakan yaitu teori penjumlahan dan pengurangan vektor. Sebelum melakukan balancing ada beberapa peralatan yang harus disiapkan yaitu:

- Computational System Incorporated
- Transducer
- Tachometer
- Penggaris dan Busur
- Vector Worksheet [8]

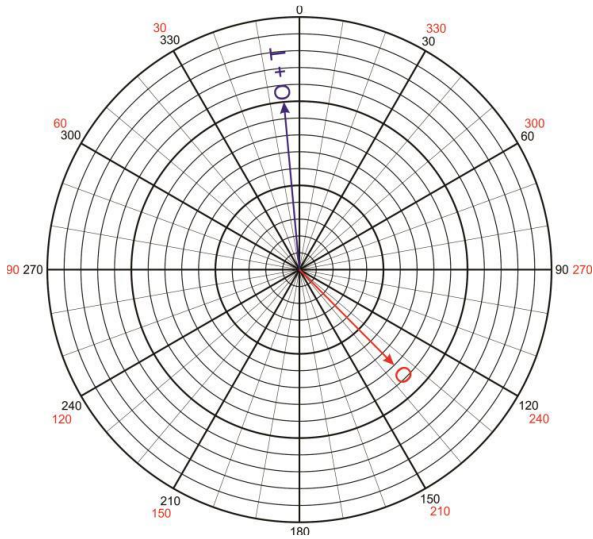
Setelah semua peralatan telah tersedia, maka proses balancing dapat dilakukan. Berikut ini adalah langkah proses balancing:

- Lakukan pengukuran pada saat terjadi unbalance, catat hasil amplitudo dan phase pada vector worksheet seperti pada gambar 2.19. Dalam hal ini amplitudo sebagai nilainya dan phase sebagai arahnya. Pengukuran ini dapat disebut dengan “Original Run” [8]



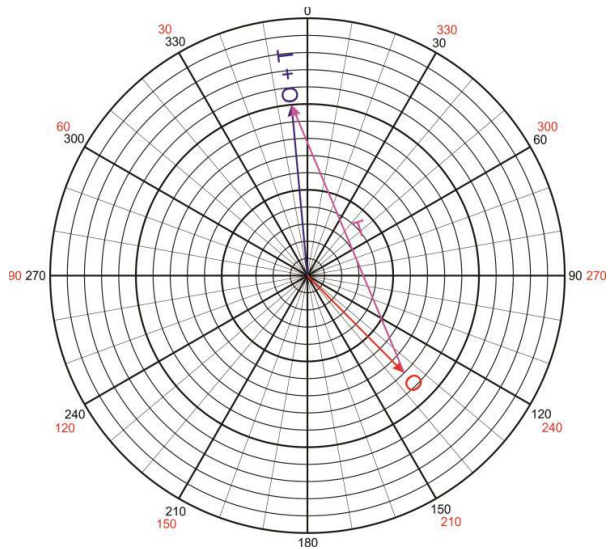
Gambar 2.19 Vektor Original Run [8]

- Setelah itu matikan mesin dan tambahkan trial weight pada impeller di titik 0° atau sesumbu dengan reflektor tachometer
- Setelah itu nyalakan mesin kembali untuk melakukan pengukuran ulang, pengukuran ini dapat disebut dengan “Trial Run”. Pengukuran ini bertujuan untuk melihat pengaruh yang dihasilkan setelah impeller diberi trial weight. Sekecil apapun efek yang dihasilkan tidak boleh diabaikan karena dari efek tersebut dapat digunakan sebagai dasar untuk penentuan correction weight. Catat hasil pengukuran pada trial running pada vector worksheet seperti pada gambar 2.20 [8]



Gambar 2.20 Vektor Original dan Trial Run [8]

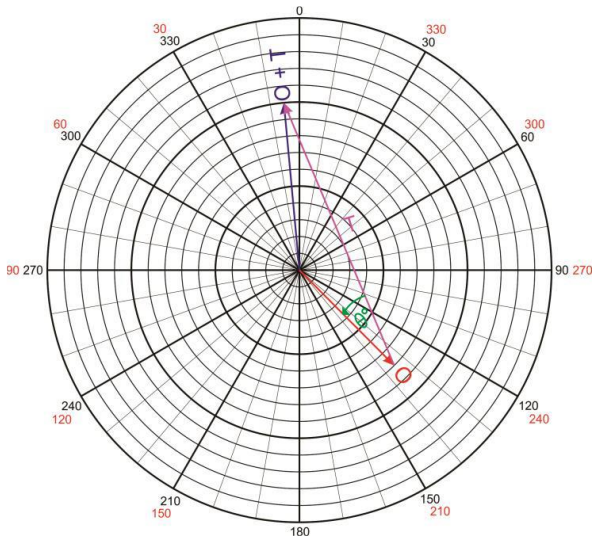
- Setelah mendapatkan 2 vektor dari pengukuran “Original Run” dan “Trial Run” maka kita dapat mengetahui resultan dari 2 vektor tersebut seperti pada gambar 2.21 [8]



Gambar 2.21 Vektor Resultan Original dan Trial Run [8]

- Setelah itu kita dapat menentukan correction weight melalui persamaan berikut:

$$\text{Correction Weight} = \frac{\text{Panjang O} \times \text{Trial Weight}}{\text{Panjang T}}$$
- Setelah mendapatkan correction weight, maka kita perlu menentukan letak penempatan correction weight. Letak correction weight dapat dilihat dari sudut antara vektor O dan T seperti pada gambar 2.22 [8]



Gambar 2.22 Sudut Pergeseran Correction Weight [8]

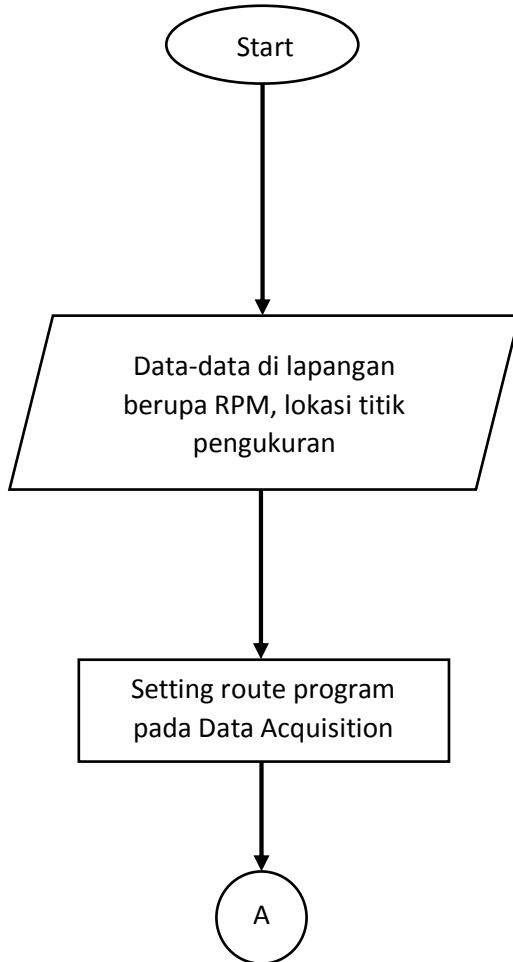
- Setelah diketahui nilai correction weight dan letak penempatannya, lakukan penambahan massa pada impeller tersebut sesuai dengan perhitungan
- Nyalakan mesin kembali dan lakukan pengukuran ulang. Proses balancing telah selesai apabila amplitudo yang dihasilkan sesuai dengan yang diharapkan [8]

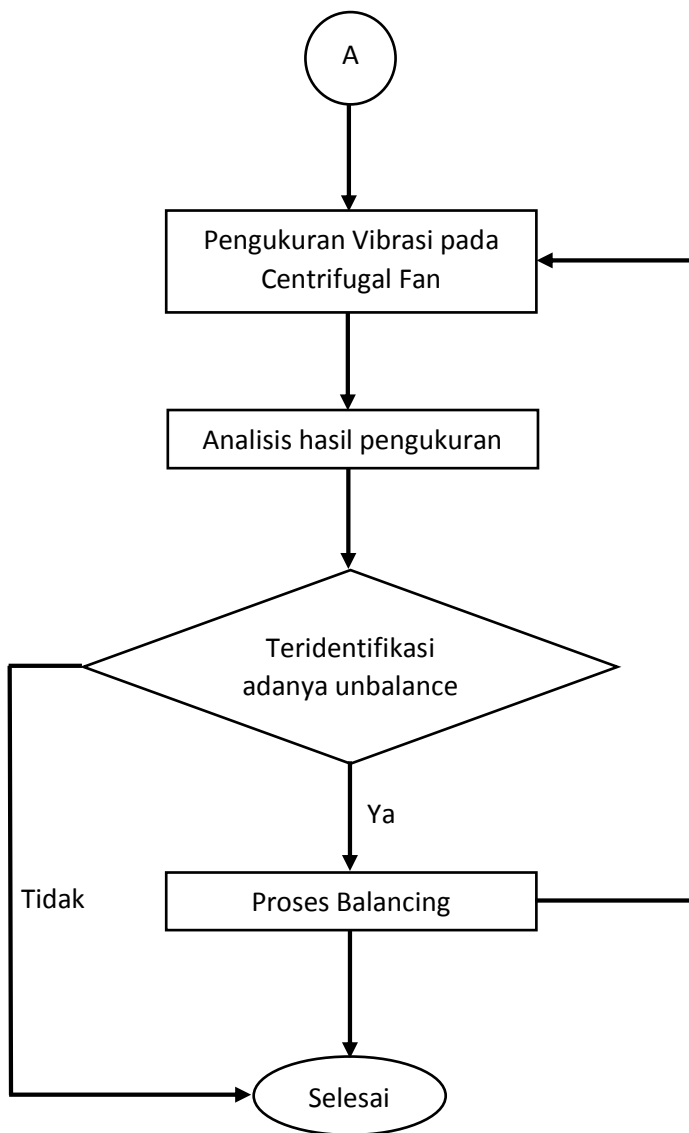
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian





3.2. Alur Penelitian

Alur penelitian adalah sebagai acuan untuk membuat penelitian lebih terstruktur dan sistematis dalam proses pengerjaannya. Dalam sub bab ini dibahas urutan langkah penelitian mulai dari awal hingga terbentuknya kesimpulan. Berikut merupakan langkah – langkah dalam penelitian ini:

a. Perumusan Masalah

Perumusan masalah adalah tahapan awal dalam penelitian ini, berdasarkan dari latar belakang penelitian dilakukanlah perumusan masalah. Pada tahapan ini dilakukan penggalan gagasan – gagasan berdasarkan latar belakang untuk dibentuknya rumusan masalah pada penelitian ini.

b. Penyusunan dan Penyesuaian Landasan Teori

Penyusunan landasan teori merupakan tahapan pencarian, pengumpulan, dan pembelajaran teori – teori yang digunakan sebagai dasar penelitian ini. Penyesuaian landasan teori berkaitan dengan penyusunan kembali landasan teori apabila ditemukan ketidaksesuaian landasan teori dengan penelitian ini. Sumber utama pada tahapan penyusunan dan penyesuaian landasan teori adalah buku refrensi dan jurnal terkait. Hal utama dari landasan teori pada penelitian ini berupa teori – teori tentang *predictive maintenance*, vibrasi, dan *unbalance*. Penyesuaian landasan teori terus dilakukan pada tahapan – tahapan selanjutnya apabila ditemui ketidaksesuaian landasan teori terhadap penelitian ini.

c. Pengambilan data

Pengambilan data merupakan inti dari tahapan penelitian ini. Pengukuran ini dilakukan pada centrifugal fan di Unit PA Pabrik 3 PT. Petrokimia Gresik

d. Pengolahan dan Analisa Data

Data yang didapatkan dari pengukuran berupa spektrum dan RMS. Dari RMS dapat diketahui level getaran atau kondisi dari mesin tersebut yang mengacu pada ISO 10816. Sedangkan untuk spektrum digunakan untuk mengidentifikasi jenis kegagalan yang terjadi berdasarkan *Vibration Diagnostic Chart*.

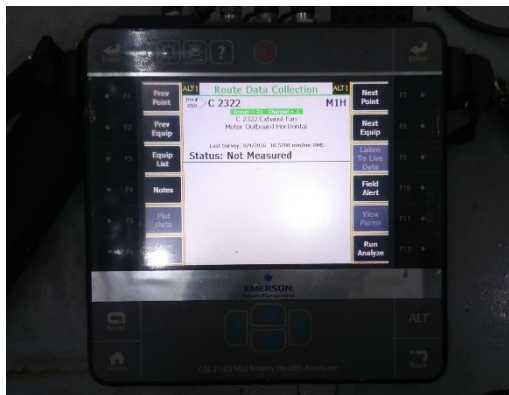
e. Kesimpulan

Tahap akhir dari penelitian ini didapat kesimpulan mengenai nilai RMS dan bentuk spektrum saat terjadi kegagalan dan saat kondisi normal.

3.3. Peralatan Pengukuran Vibrasi

3.3.1 Data Acquisition

Pada pengukuran ini alat vibrasi yang digunakan yaitu CSI-2140® Machinery Analyzer & Balancer. Adapun tampilan dari alat tersebut seperti pada gambar 3.1 dibawah ini:



Gambar 3.1 CSI-2140® Machinery Analyzer & Balancer

3.3.2 Transducer

Sensor atau transducer yang digunakan pada pengukuran vibrasi yaitu *two pole curved magnet*. Sensor ini cocok apabila digunakan untuk pengukuran pada bidang melengkung. Adapun bentuk dari sensor adalah seperti pada gambar 3.2.



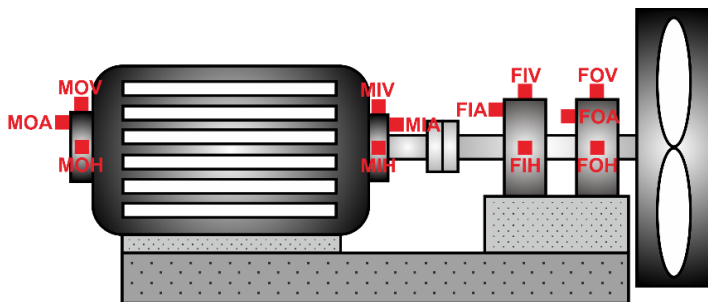
Gambar 3.2 Two Pole Magnet Sensor

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN

4.1. Pengukuran Vibrasi

Pengukuran vibrasi pada Centrifugal Fan C2322 pada unit PA Pabrik 3 PT. Petrokimia Gresik. Pengukuran dilakukan pada titik ukur yang telah ditentukan seperti pada gambar 4.1. Dari data pengukuran dapat dianalisa indikasi-indikasi adanya kelainan atau kerusakan pada *equipment* tersebut. Pengukuran dengan menggunakan metode analisa spectrum serta pembacaan phasa merupakan cara terbaik untuk memperoleh informasi mengenai kegagalan yang terjadi.



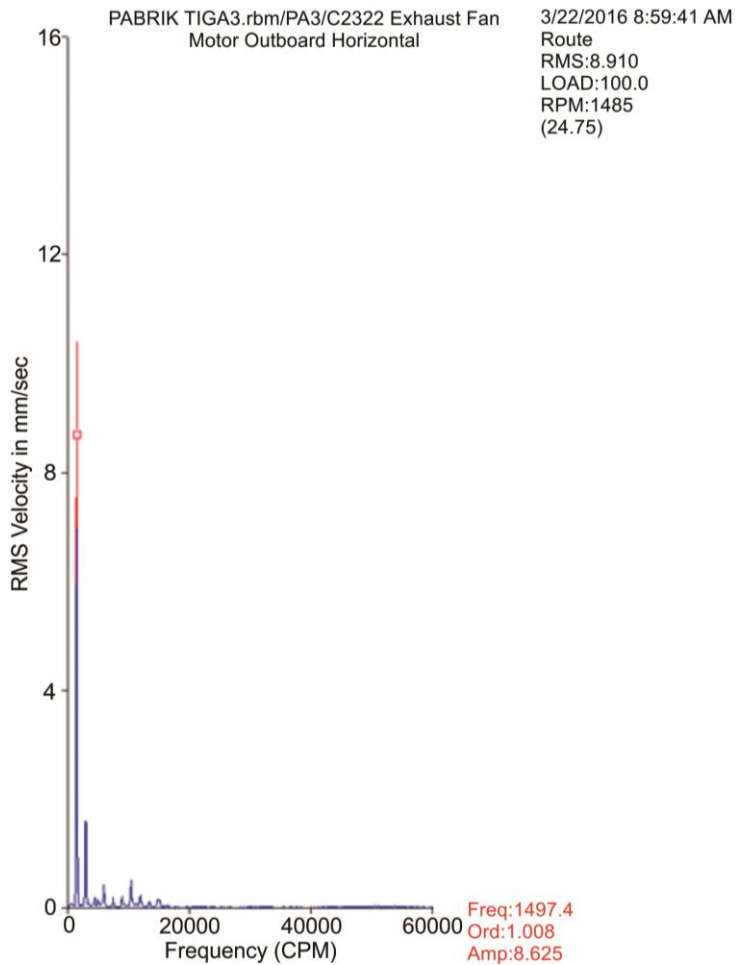
Gambar 4.1 Lokasi Titik Pengukuran

Pengambilan data nilai *overall* vibrasi dilakukan untuk mengetahui titik mana yang mengalami nilai vibrasi tertinggi. Hal ini penting untuk dilakukan agar mengetahui letak sumber eksitasi getaran dari suatu unit mesin tersebut. Setelah diketahui titik yang mengalami nilai vibrasi tertinggi, analisa spektrum kemudian dilakukan untuk mengetahui gejala atau kegagalan yang terjadi.

4.2. Hasil Pengukuran

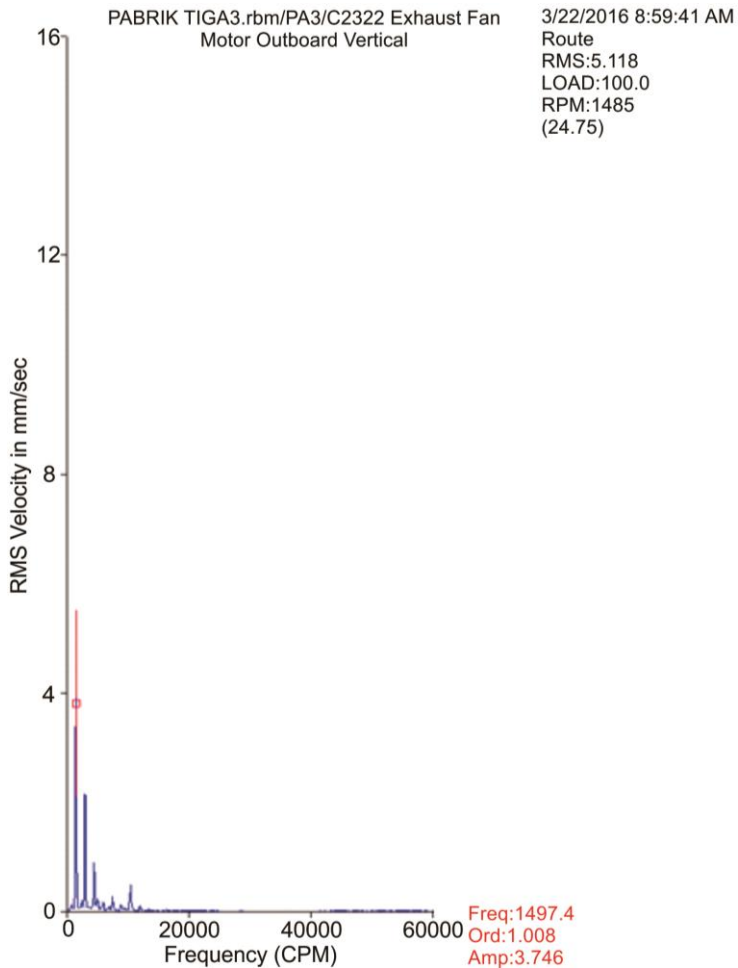
Hasil pengukuran vibrasi pada tanggal 22 Maret 2016 pada titik yang telah ditentukan adalah sebagai berikut:

Hasil pengukuran pada titik motor outboard horizontal dapat dilihat pada gambar 4.2



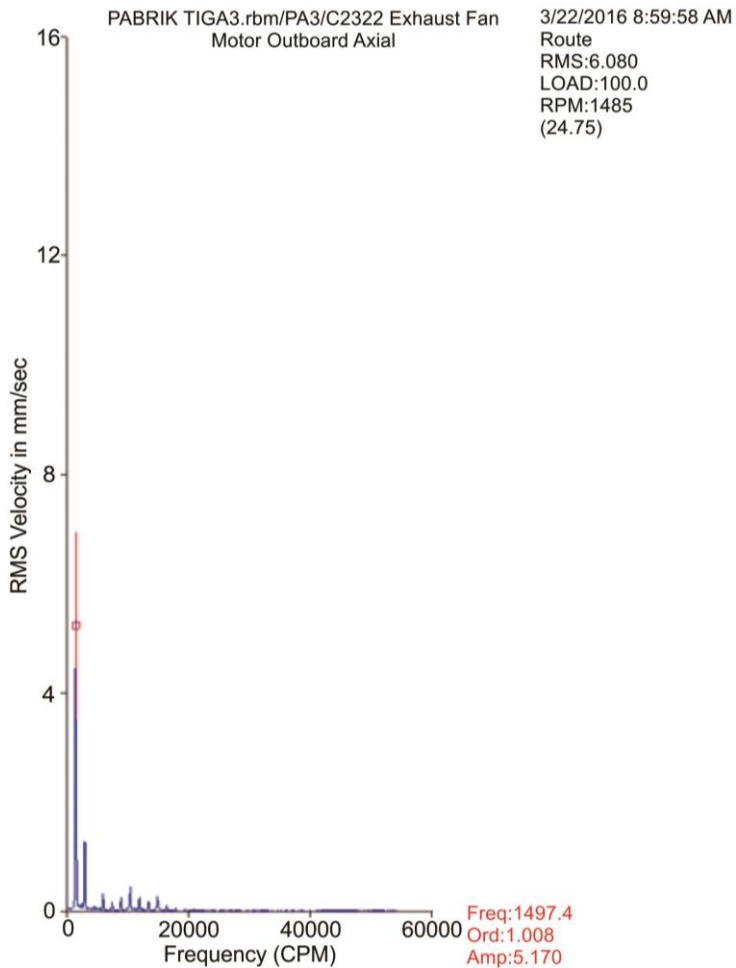
Gambar 4.2 Hasil Pengukuran pada Titik MOH

Hasil pengukuran pada titik motor outboard vertical dapat dilihat pada gambar 4.3



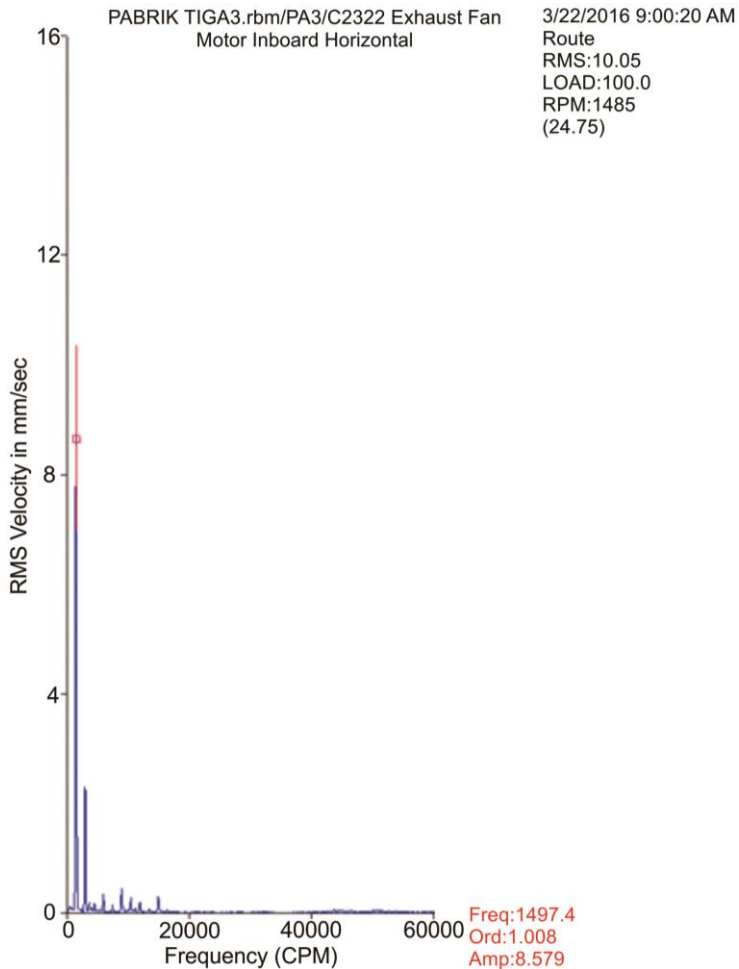
Gambar 4.3 Hasil Pengukuran pada Titik MOV

Hasil pengukuran pada titik motor outboard axial dapat dilihat pada gambar 4.4



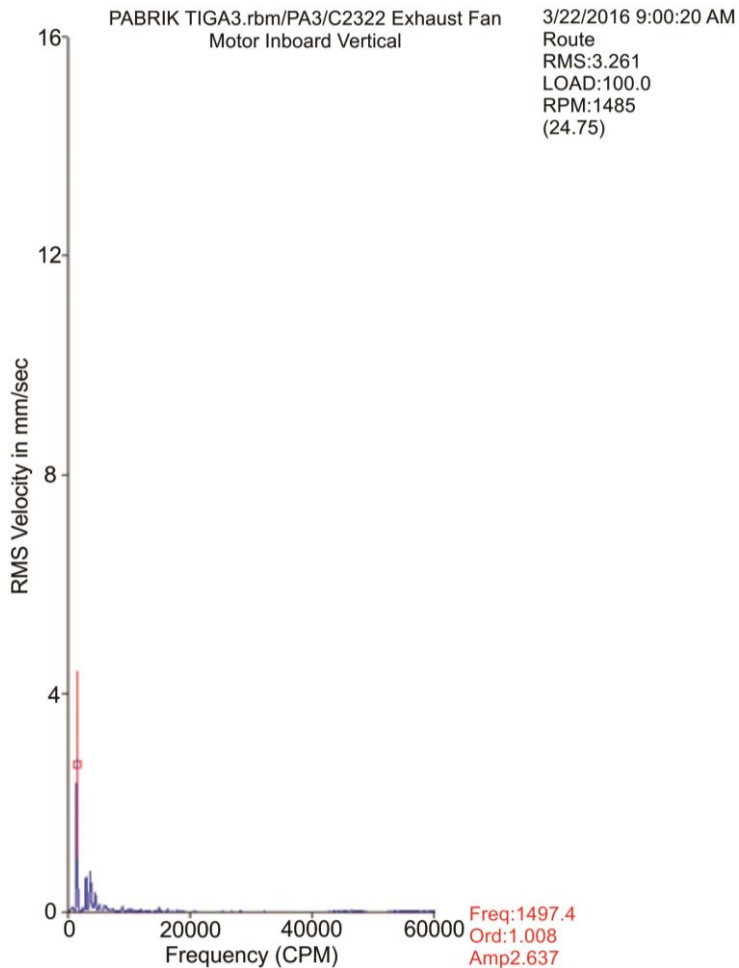
Gambar 4.4 Hasil Pengukuran pada Titik MOA

Hasil pengukuran pada titik motor inboard horizontal dapat dilihat pada gambar 4.5



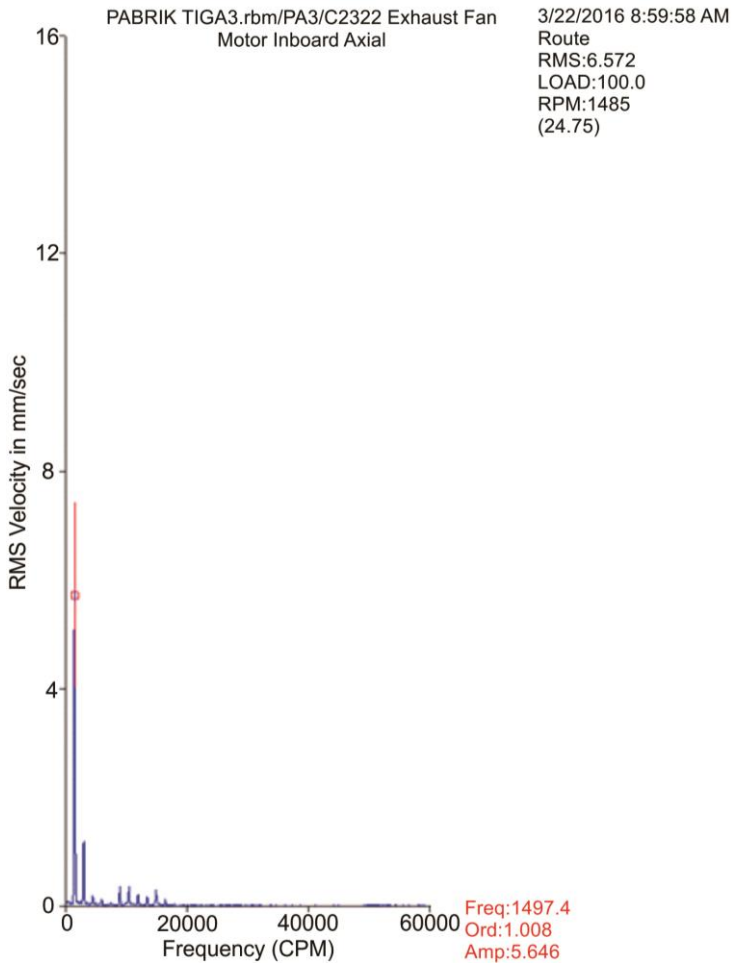
Gambar 4.5 Hasil Pengukuran pada Titik MIH

Hasil pengukuran pada titik motor inboard vertical dapat dilihat pada gambar 4.6



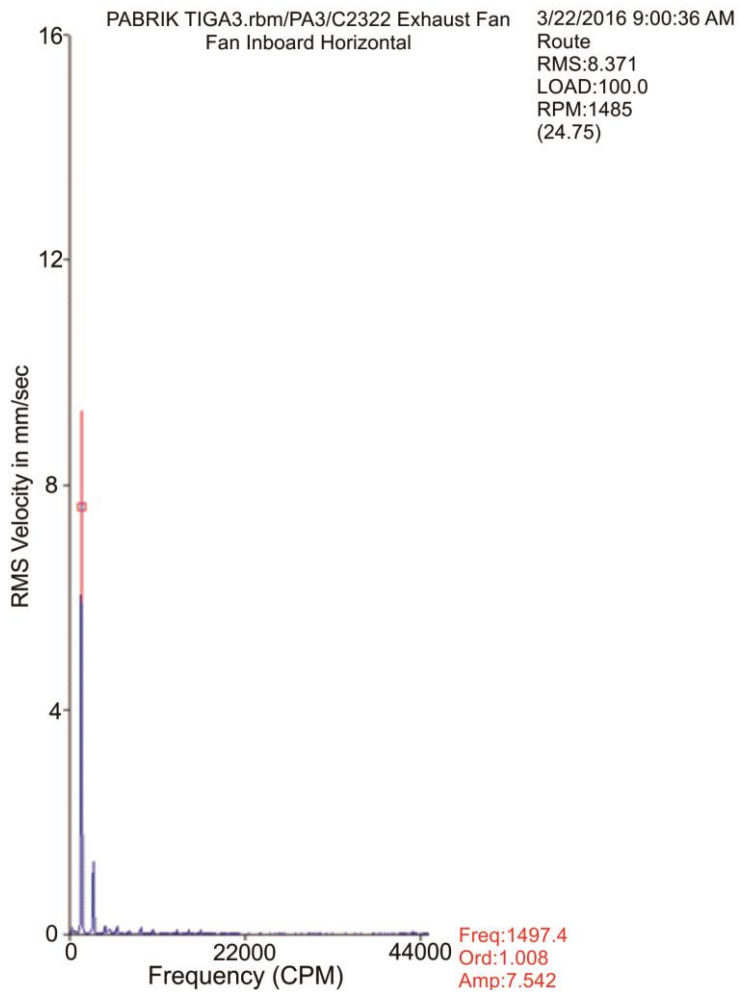
Gambar 4.6 Hasil Pengukuran pada Titik MIV

Hasil pengukuran pada titik motor inboard axial dapat dilihat pada gambar 4.7



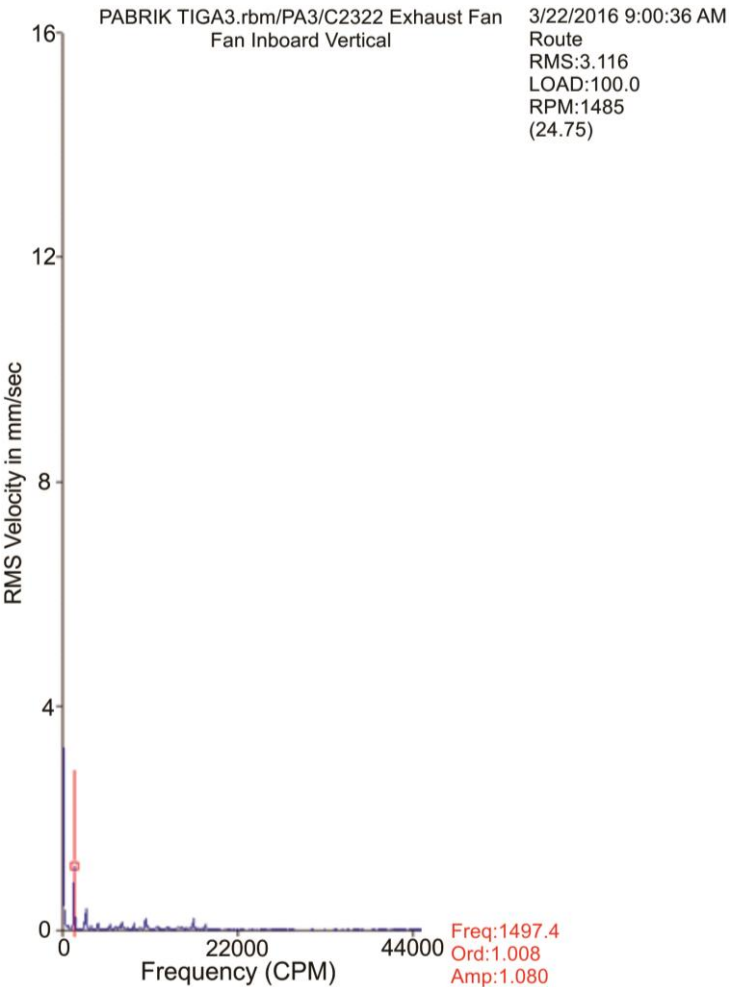
Gambar 4.7 Hasil Pengukuran pada Titik MIA

Hasil pengukuran pada titik fan inboard horizontal dapat dilihat pada gambar 4.8



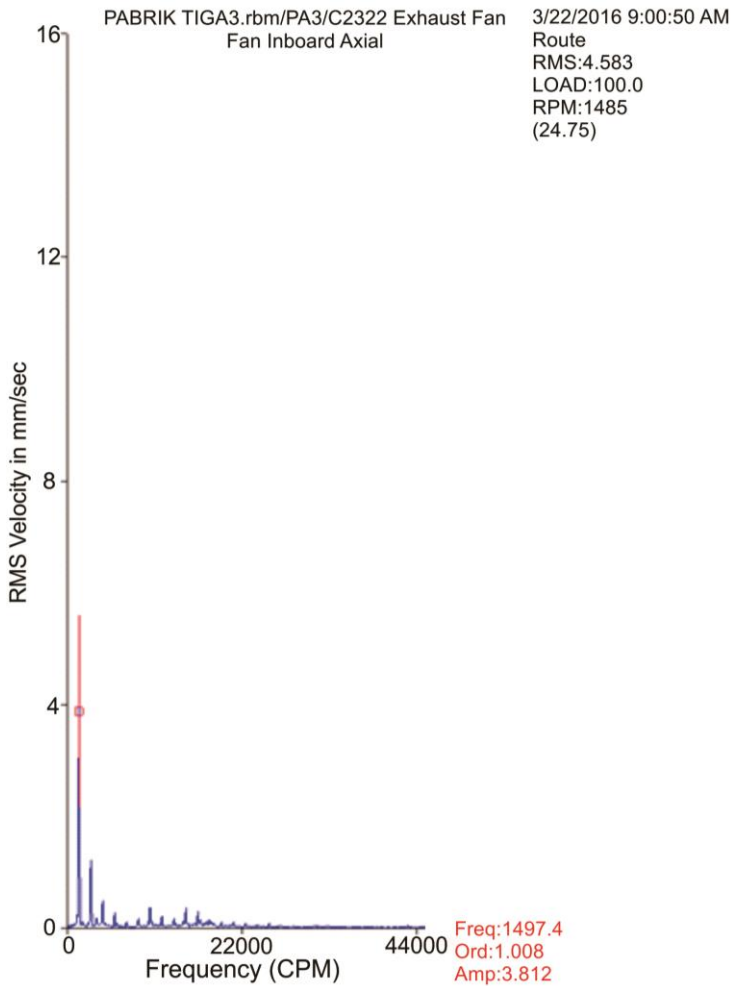
Gambar 4.8 Hasil Pengukuran pada Titik FIH

Hasil pengukuran pada titik fan inboard vertical dapat dilihat pada gambar 4.9



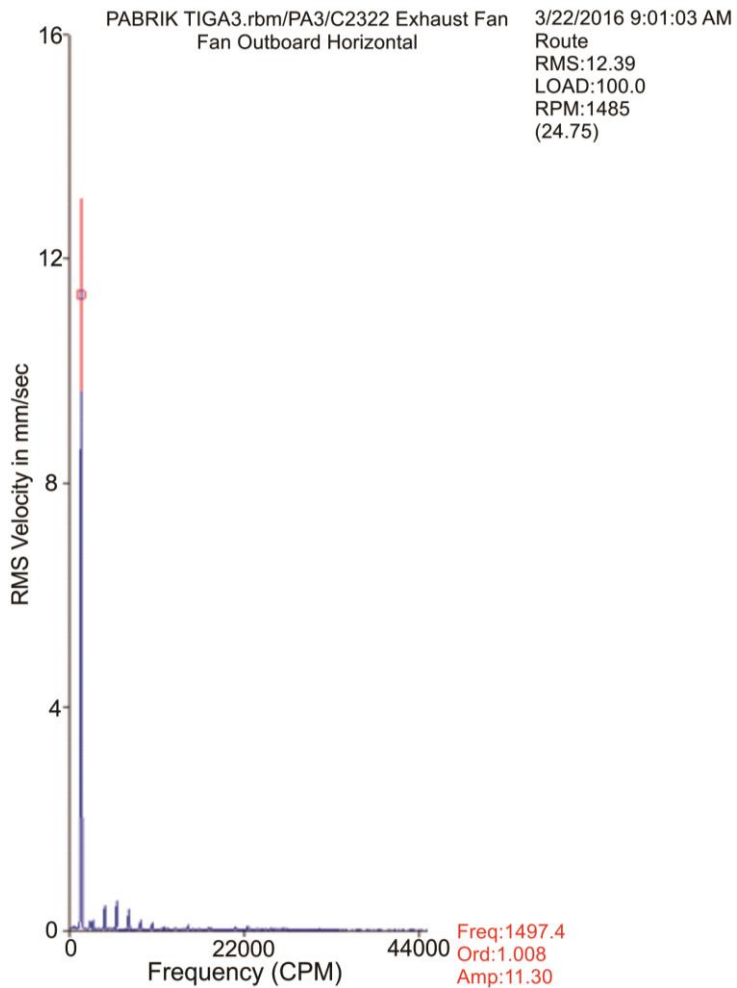
Gambar 4.9 Hasil Pengukuran pada Titik FIV

Hasil pengukuran pada titik fan inboard axial dapat dilihat pada gambar 4.10



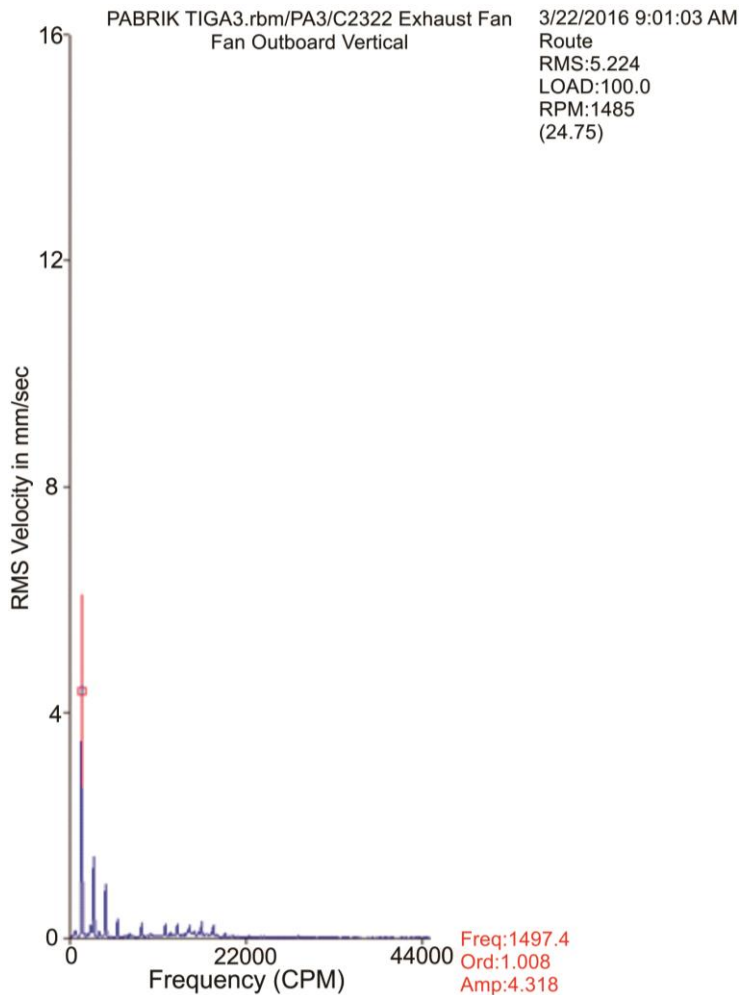
Gambar 4.10 Hasil Pengukuran pada Titik FIA

Hasil pengukuran pada titik fan outboard horizontal dapat dilihat pada gambar 4.11



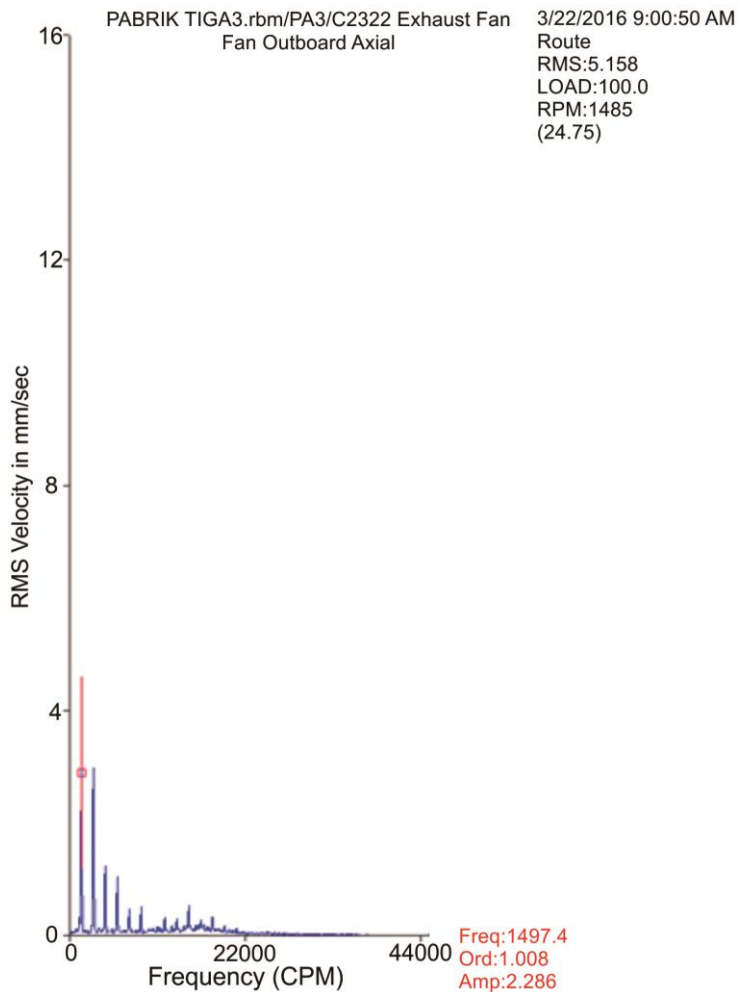
Gambar 4.11 Hasil Pengukuran pada Titik FOH

Hasil pengukuran pada titik fan outboard vertical dapat dilihat pada gambar 4.12



Gambar 4.12 Hasil Pengukuran pada Titik FOV

Hasil pengukuran pada titik fan outboard axial dapat dilihat pada gambar 4.13



Gambar 4.13 Hasil Pengukuran pada Titik FOA

Sebelum melakukan analisa lebih lanjut kita harus mengetahui kelas daripada mesin (Machine Classes) menurut tabel ISO 10816-3 mengenai *vibration severity chart* (lampiran 1) berdasarkan daya yang dihasilkan. Dari spesifikasi exhaust fan (lampiran 2) diketahui daya sebesar 132 KW dan dengan pondasi *rigid foundation*. Melihat spesifikasi dari exhaust fan, maka mesin masuk dalam kategori kelas III. Dari hasil pengukuran, dapat dilihat nilai RMS untuk mengetahui kondisi mesin seperti pada tabel 4.1

Tabel 4.1 Hasil Pengukuran Saat Unbalance

Titik Ukur		Overall Vibrasi RMS (mm/s)	Zona Status
1	MOH	8.9	D
	MOV	5.1	C
	MOA	6.0	C
2	MIH	10.0	D
	MIV	3.2	B
	MIA	6.5	C
3	FIH	8.3	D
	FIV	3.1	B
	FIA	4.5	C
4	FOH	12.3	D
	FOV	5.2	C
	FOA	5.1	C

4.3. Analisa dan Pembahasan

Berdasarkan ISO 10816 *Vibration Severity Chart* (lampiran 1), pada titik MOH, MIH, FIH, FOH mengalami vibrasi zona D (vibrasi yang dapat menyebabkan kegagalan). Nilai vibrasi tertinggi terjadi pada titik FOH. Nilai ini mengindikasikan bahwa letak sumber eksitasi vibrasi memiliki lokasi yang paling dekat dengan point Fan Outboard. Sumber eksitasi tersebut memiliki beberapa kemungkinan yang ada, diantaranya adalah dari fan impeller, kopling, bearing, housing bearing, maupun struktur atau pondasi bearing titik Fan Outboard.

Untuk mengetahui kegagalan yang terjadi kita dapat melakukan analisa pada spektrum getaran yang dihasilkan oleh mesin tersebut. Analisa spektrum seperti pada gambar 4.11, gambar 4.12 dan gambar 4.13 merupakan langkah terbaik untuk mengetahui kegagalan yang terjadi pada titik Fan Outboard. Karena pada dasarnya setiap kegagalan memiliki ciri tersendiri terhadap spektrum yang dihasilkan, sehingga kegagalan dapat diketahui dengan melakukan analisa spektrum. Analisa spektrum yang dilakukan mengacu pada standar *Vibration Diagnostic Chart* (lampiran 3).

Dari gambar 4.11, gambar 4.12 dan gambar 4.13 tampak bahwa pada titik ukur horizontal, vertical, maupun aksial didominasi oleh spektrum dominan frekuensi 1 X RPM pada order 1. Spektrum dominan 1 X RPM arah radial (horizontal dan vertical) serta arah axial menunjukkan indikasi adanya kegagalan pada mesin, kegagalan yang terjadi yaitu *unbalance*.

Unbalance terjadi karena adanya *heavy spot* pada *impeller*. *Heavy spot* mengakibatkan pusat massa dari *impeller* bergeser, sehingga pusat massa dari *impeller* tidak satu sumbu dengan pusat rotasi dari *impeller*. Hal ini menyebabkan *impeller* bergerak ke

arah luar, oleh karena itu terjadi amplitudo tinggi, amplitudo tinggi ini yang menyebabkan spektrum tinggi pada 1 X RPM.

Melihat ada indikasi terjadinya kegagalan unbalance maka perlu dilakukan proses balancing. Proses balancing yang dilakukan yaitu dengan cara in situ balancing. Setelah proses balancing selesai, dilakukan proses pengukuran vibrasi ulang untuk melihat level getaran yang terjadi apakah telah mencapai batas aman atau tidak.

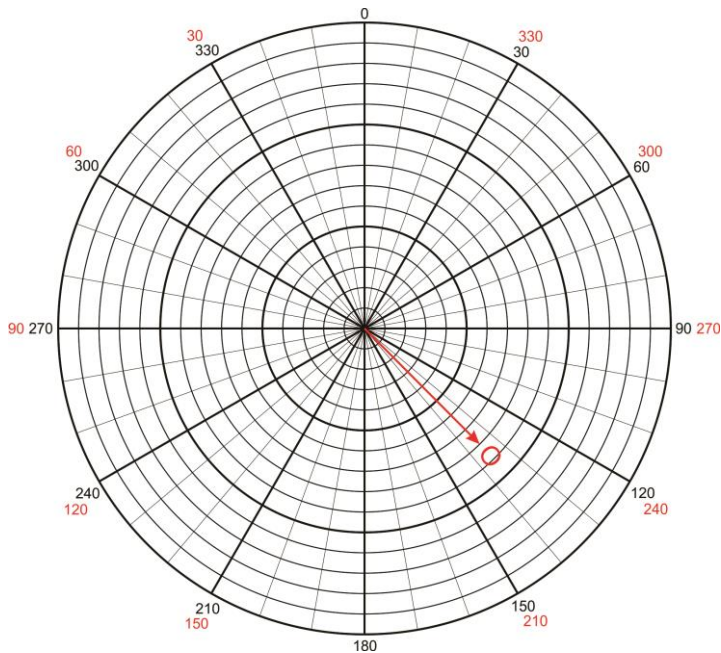
4.4 Proses Balancing

Metode yang digunakan dalam proses balancing yaitu analisis vektor. Teori dasar yang digunakan yaitu teori penjumlahan dan pengurangan vektor. Sebelum melakukan balancing ada beberapa peralatan yang harus disiapkan yaitu:

- Computational System Incorporated
- Transducer
- Tachometer
- Penggaris dan Busur
- Vector Worksheet

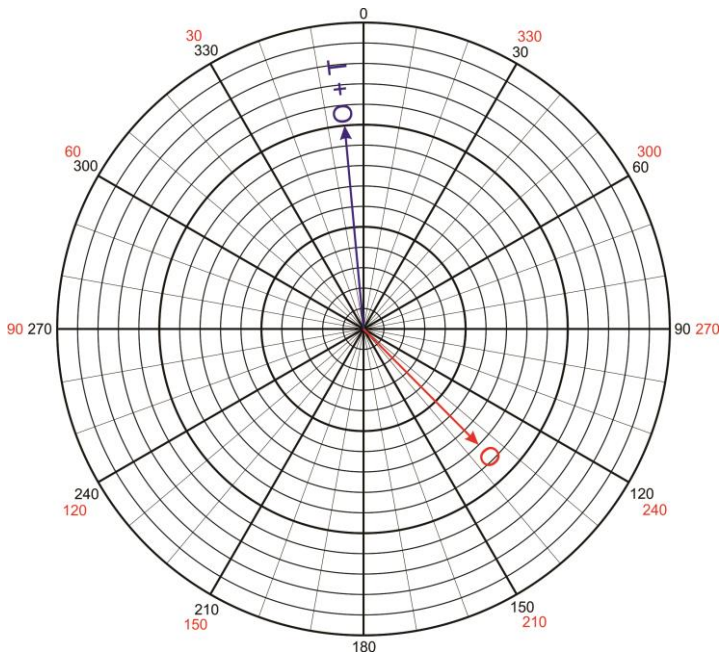
Setelah semua peralatan telah tersedia, maka proses balancing dapat dilakukan. Berikut ini adalah langkah proses balancing:

- Lakukan pengukuran pada saat terjadi unbalance, catat hasil amplitudo dan phase pada vector worksheet seperti pada gambar 4.14. Dalam hal ini amplitudo sebagai nilainya dan phase sebagai arahnya. Pengukuran ini dapat disebut dengan “Original Run”



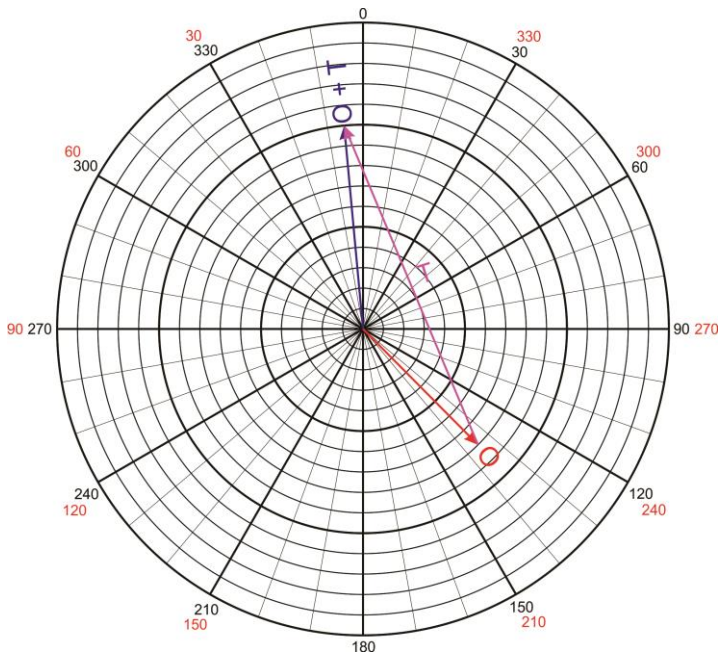
Gambar 4.14 Vektor Original Run

- Setelah itu matikan mesin dan tambahkan trial weight pada impeller di titik 0° atau sesumbu dengan reflektor tachometer
- Setelah itu nyalakan mesin kembali untuk melakukan pengukuran ulang, pengukuran ini dapat disebut dengan “Trial Run”. Pengukuran ini bertujuan untuk melihat pengaruh yang dihasilkan setelah impeller diberi trial weight. Sekecil apapun efek yang dihasilkan tidak boleh diabaikan karena dari efek tersebut dapat digunakan sebagai dasar untuk penentuan correction weight. Catat hasil pengukuran pada trial running pada vector worksheet seperti pada gambar 4.15



Gambar 4.15 Vektor Original dan Trial Run

- Setelah mendapatkan 2 vektor dari pengukuran “Original Run” dan “Trial Run” maka kita dapat mengetahui resultan dari 2 vektor tersebut seperti pada gambar 4.16

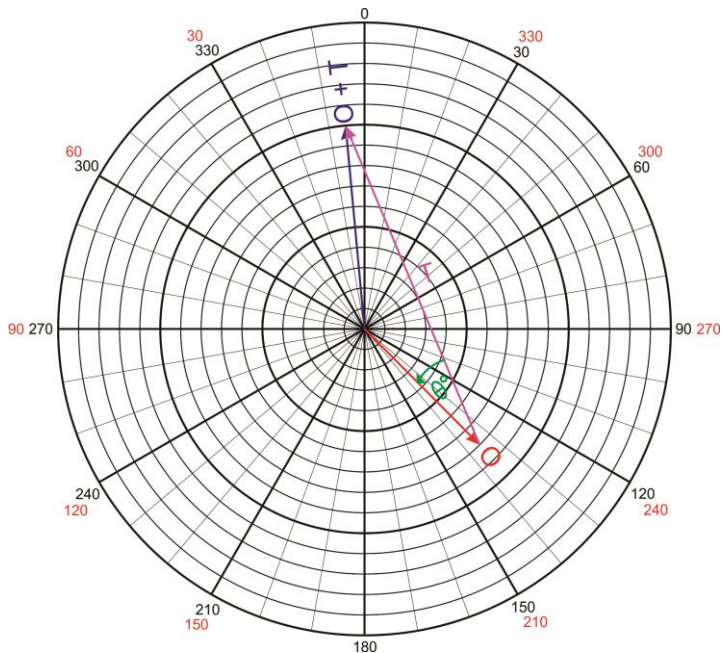


Gambar 4.16 Vektor Resultan Original dan Trial Run

- Setelah itu kita dapat menentukan correction weight melalui persamaan berikut:

$$\text{Correction Weight} = \frac{\text{Panjang O}}{\text{Panjang T}} \times \text{Trial Weight}$$

- Setelah mendapatkan correction weight, maka kita perlu menentukan letak penempatan correction weight. Letak correction weight dapat dilihat dari sudut antara vektor O dan T seperti pada gambar 4.17

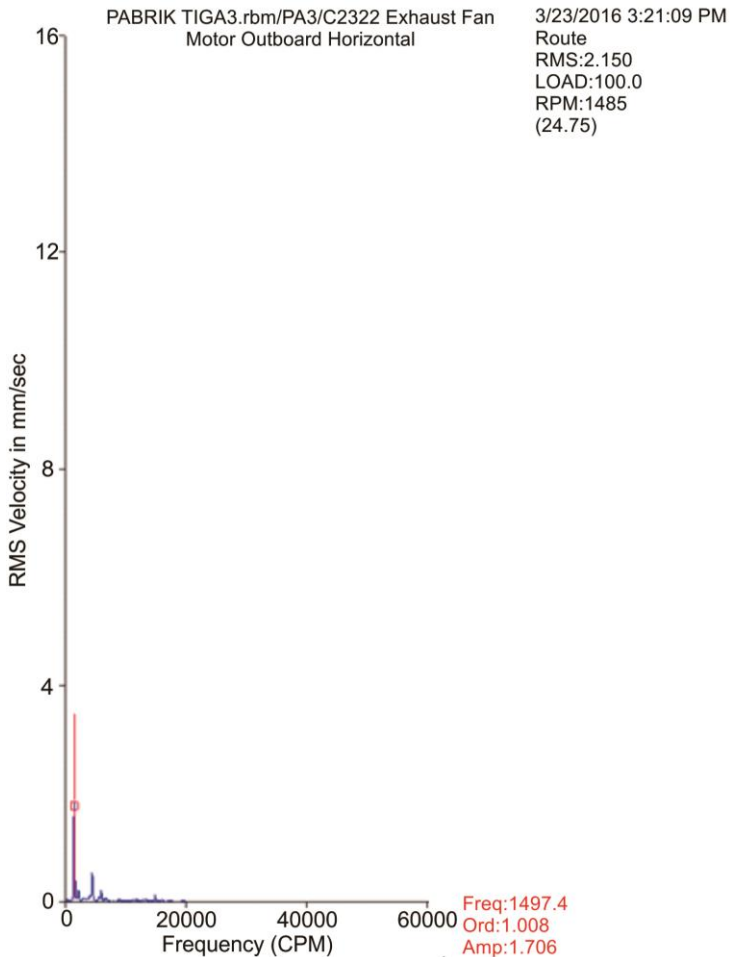


Gambar 4.17 Sudut Pergeseran Correction Weight

- Setelah diketahui nilai correction weight dan letak penempatannya, lakukan penambahan massa pada impeller tersebut sesuai dengan perhitungan
- Nyalakan mesin kembali dan lakukan pengukuran ulang. Proses balancing telah selesai apabila amplitudo yang dihasilkan sesuai dengan yang diharapkan

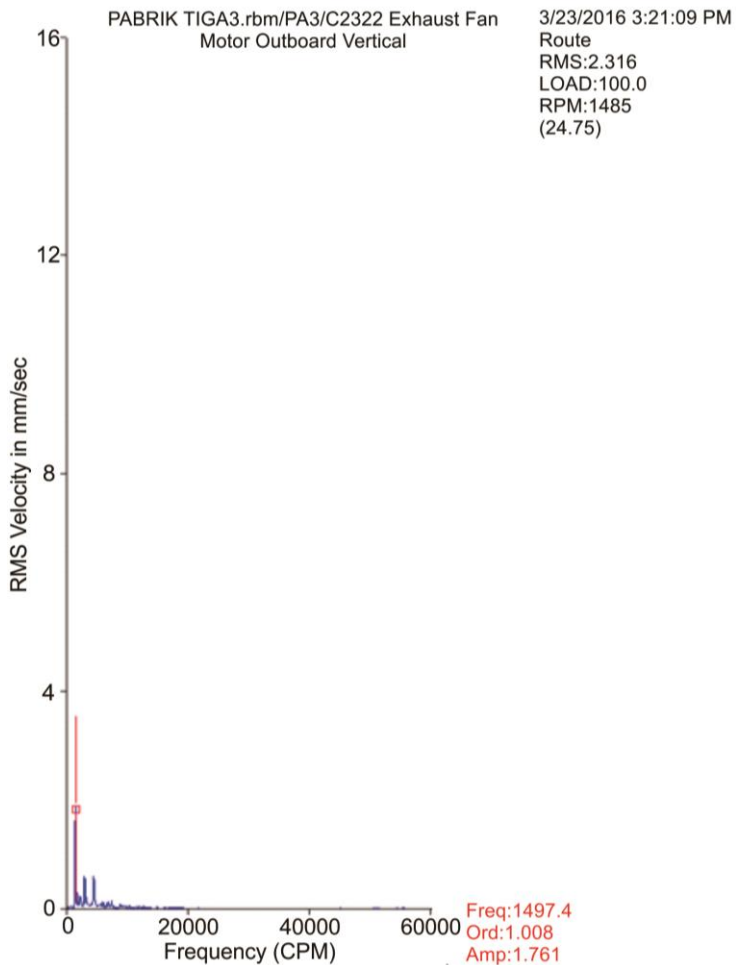
4.5. Hasil Pengukuran Setelah Proses *Balancing*

Hasil pengukuran pada titik motor outboard horizontal setelah proses balancing dapat dilihat pada gambar 4.18



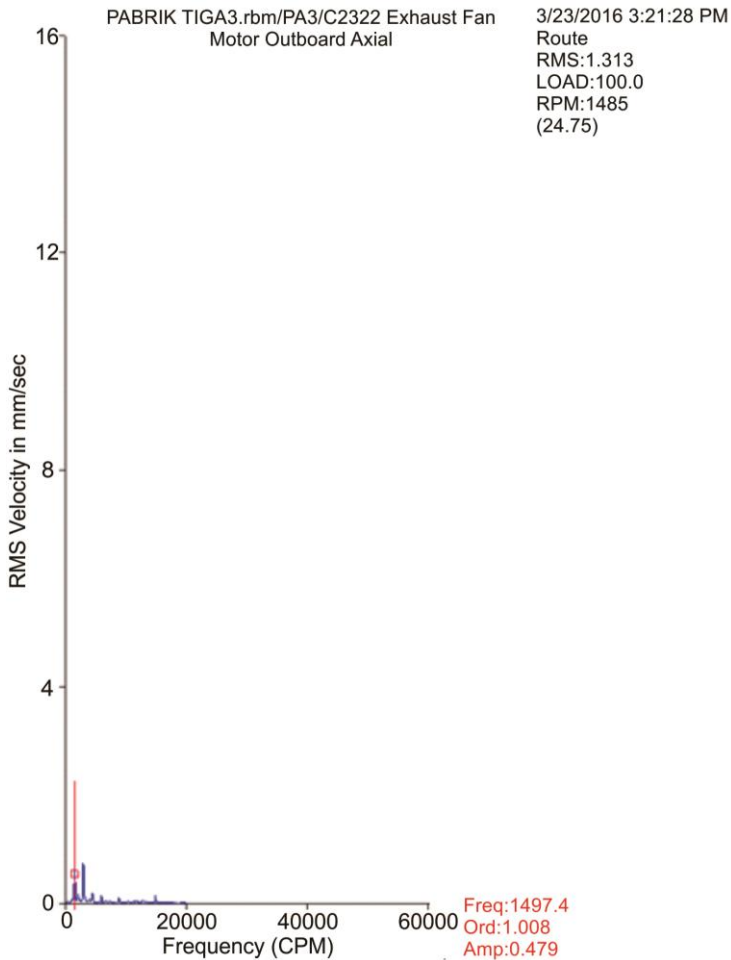
Gambar 4.18 Hasil Pengukuran pada Titik MOH Setelah Proses *Balancing*

Hasil pengukuran pada titik motor outboard vertical setelah proses balancing dapat dilihat pada gambar 4.19



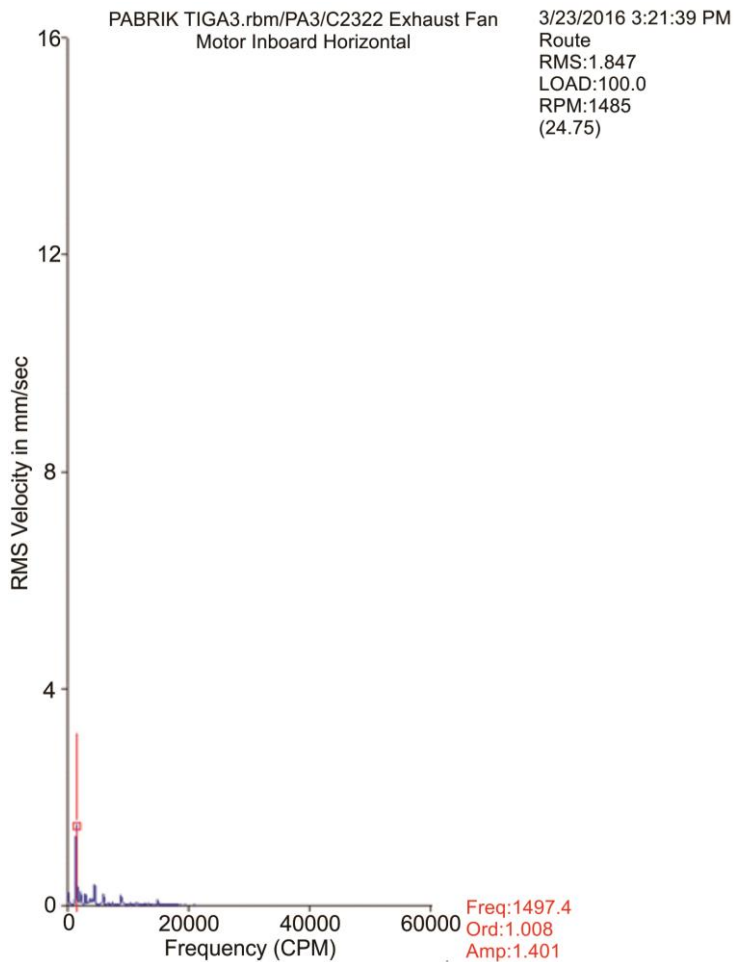
Gambar 4.19 Hasil Pengukuran pada Titik MOV Setelah Proses Balancing

Hasil pengukuran pada titik motor outboard axial setelah proses balancing dapat dilihat pada gambar 4.20



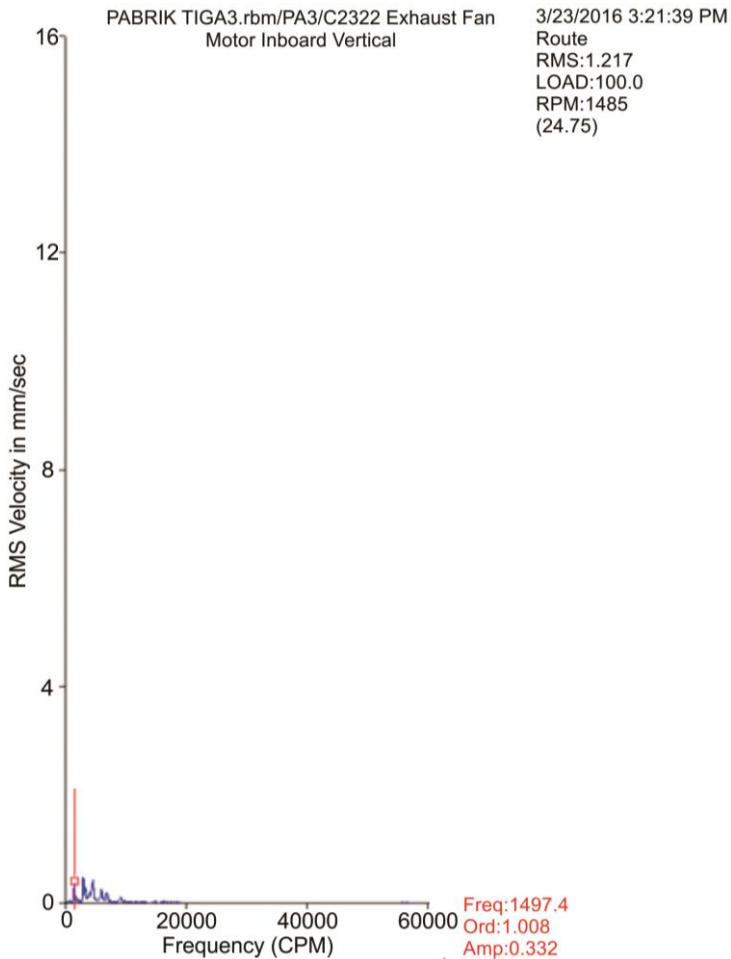
Gambar 4.20 Hasil Pengukuran pada Titik MOA Setelah Proses Balancing

Hasil pengukuran pada titik motor inboard horizontal setelah proses balancing dapat dilihat pada gambar 4.21



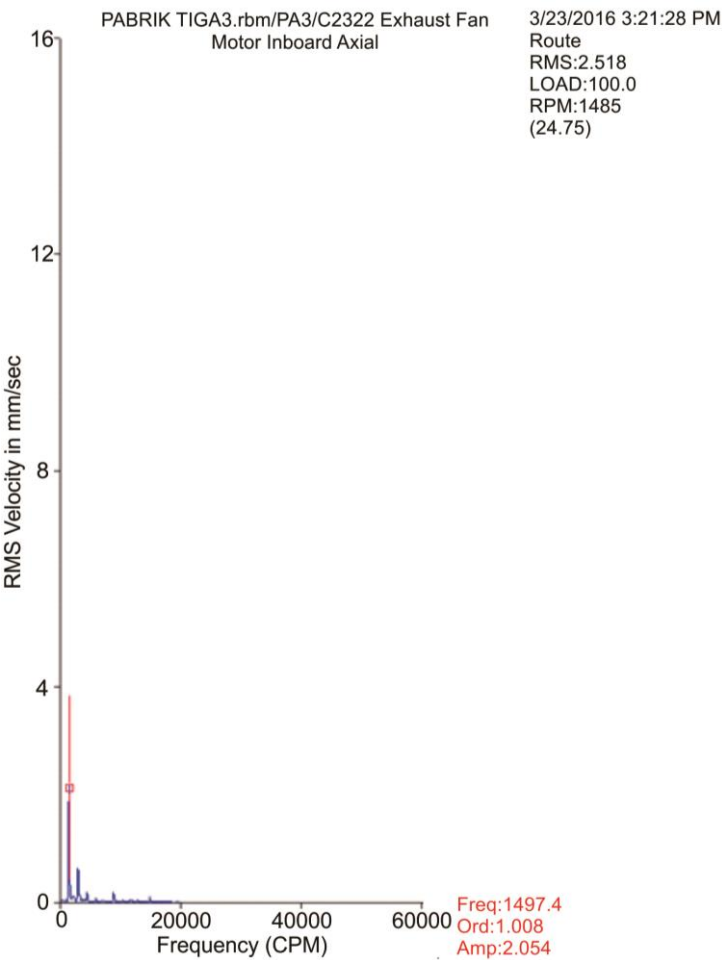
Gambar 4.21 Hasil Pengukuran pada Titik MIH Setelah Proses Balancing

Hasil pengukuran pada titik motor inboard vertical setelah proses balancing dapat dilihat pada gambar 4.22



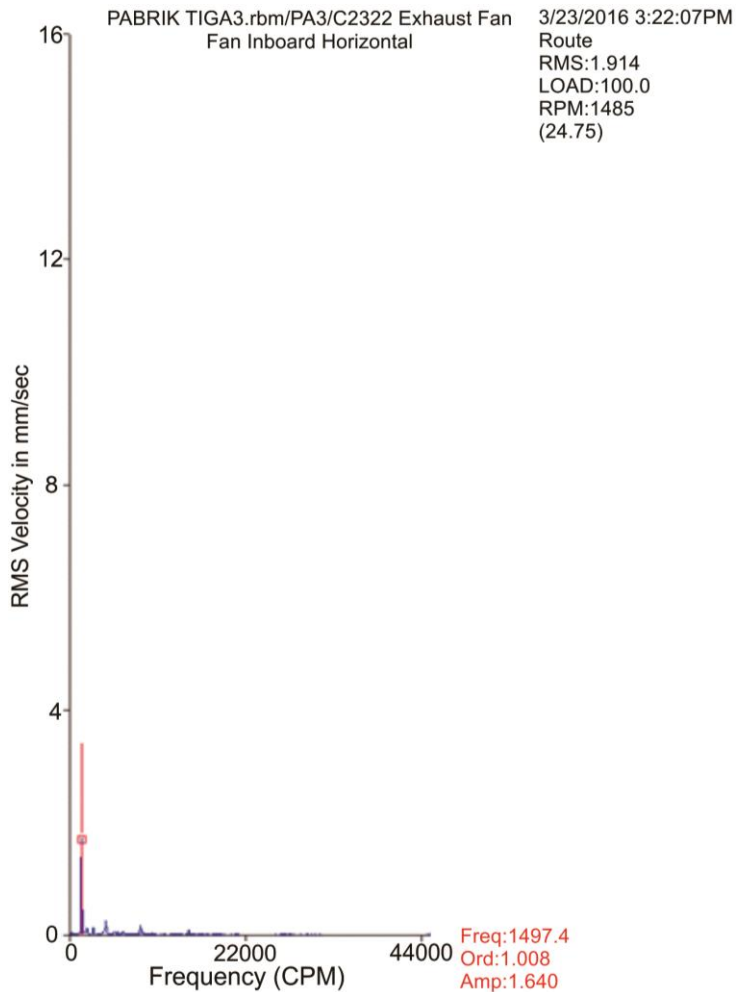
Gambar 4.22 Hasil Pengukuran pada Titik MIV Setelah Proses Balancing

Hasil pengukuran pada titik motor inboard axial setelah proses balancing dapat dilihat pada gambar 4.23



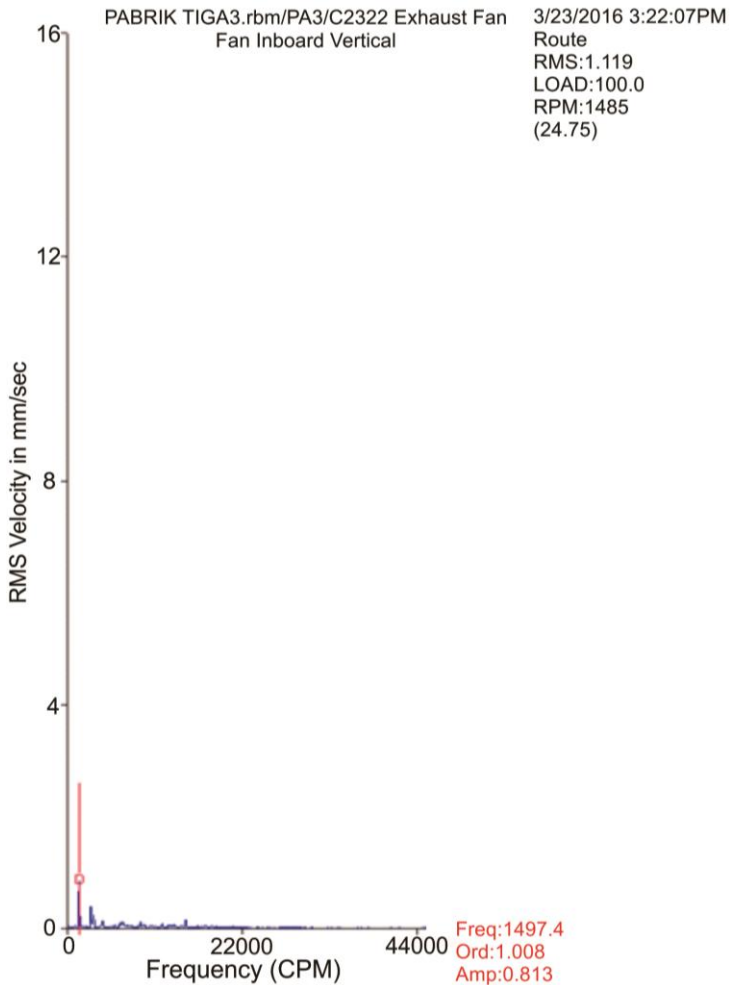
Gambar 4.23 Hasil Pengukuran pada Titik MIA Setelah Proses Balancing

Hasil pengukuran pada titik fan inboard horizontal setelah proses balancing dapat dilihat pada gambar 4.24



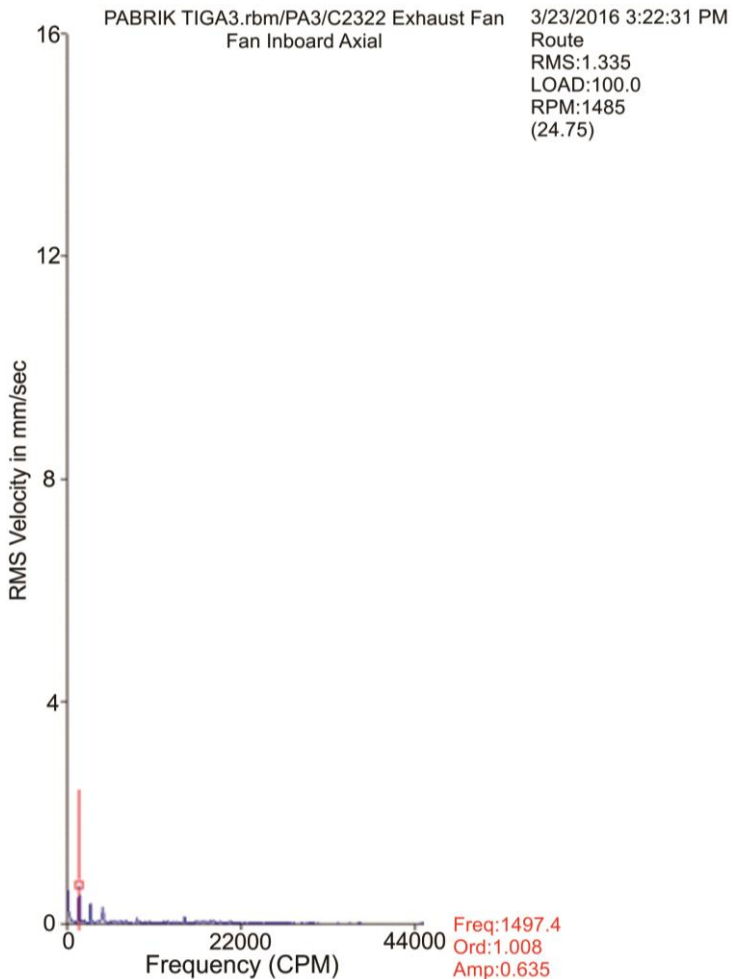
Gambar 4.24 Hasil Pengukuran pada Titik FIH Setelah Proses Balancing

Hasil pengukuran pada titik fan inboard vertical setelah proses balancing dapat dilihat pada gambar 4.25



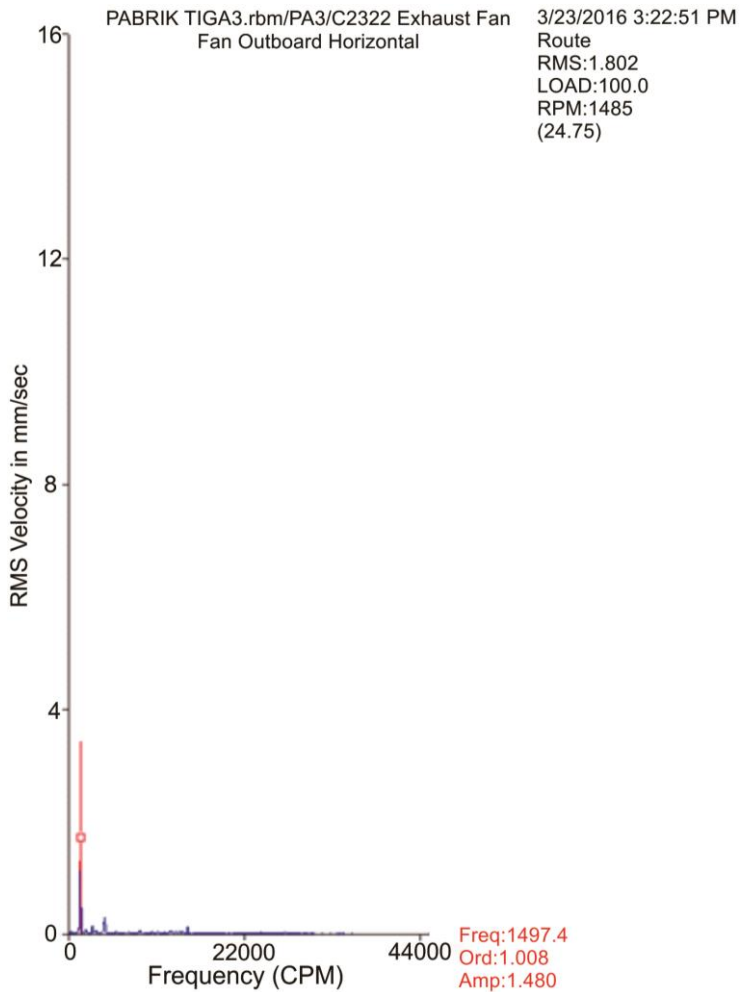
Gambar 4.25 Hasil Pengukuran pada Titik FIV Setelah Proses Balancing

Hasil pengukuran pada titik fan inboard axial setelah proses balancing dapat dilihat pada gambar 4.26



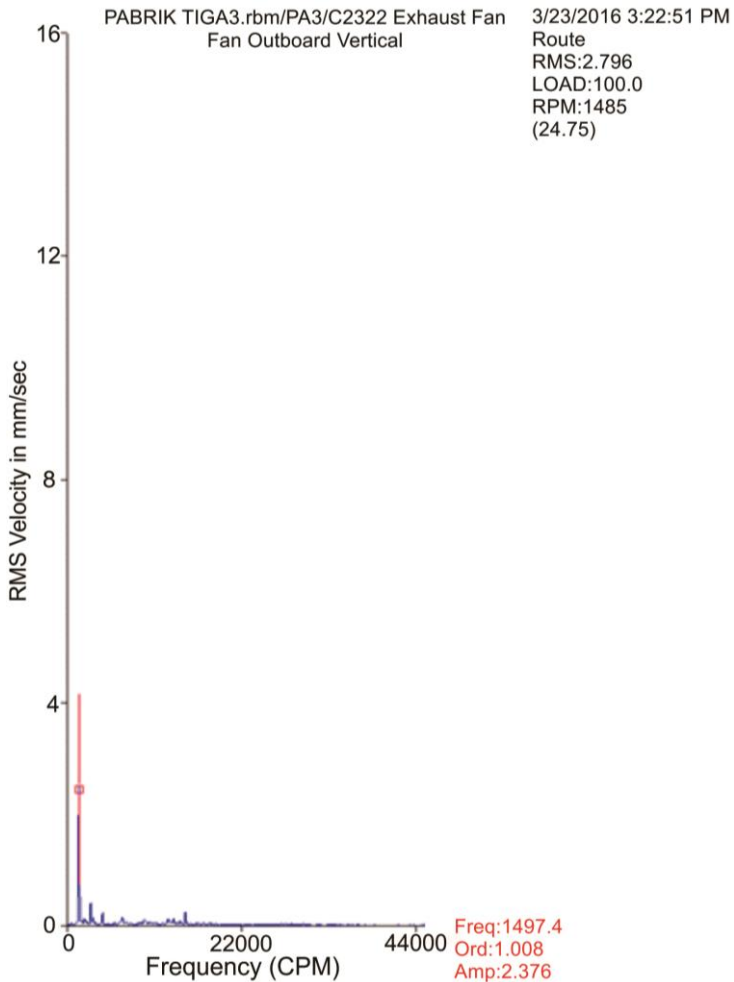
Gambar 4.26 Hasil Pengukuran pada Titik FIA Setelah Proses Balancing

Hasil pengukuran pada titik fan outboard horizontal setelah proses balancing dapat dilihat pada gambar 4.27



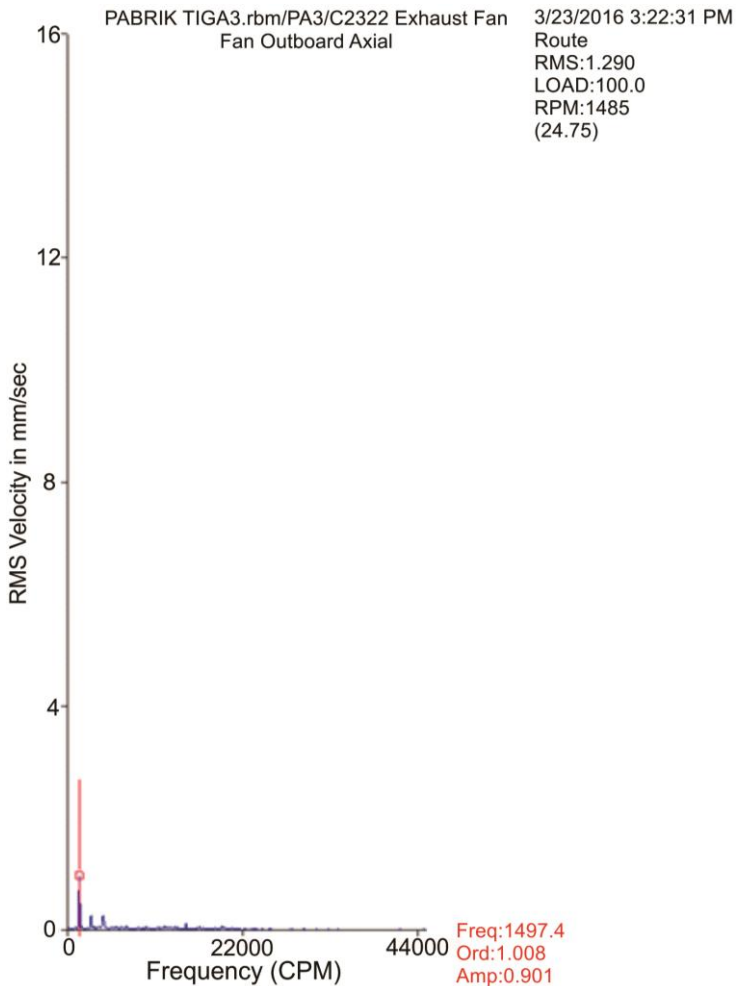
Gambar 4.27 Hasil Pengukuran pada Titik FOH Setelah Proses Balancing

Hasil pengukuran pada titik fan outboard vertical setelah proses balancing dapat dilihat pada gambar 4.28



Gambar 4.28 Hasil Pengukuran pada Titik FOV Setelah Proses Balancing

Hasil pengukuran pada titik fan outboard axial setelah proses balancing dapat dilihat pada gambar 4.29



Gambar 4.29 Hasil Pengukuran pada Titik FOA Setelah Proses Balancing

Dari hasil pengukuran setelah proses balancing, dapat dilihat nilai RMS mengalami penurunan dibandingkan saat mengalami unbalance seperti pada tabel 4.2

Tabel 4.2 Hasil Perbandingan RMS Saat Unbalance dan Setelah Balancing

Titik Ukur		Vibrasi RMS (mm/s) sebelum balancing	Vibrasi RMS (mm/s) setelah balancing	Zona Status
1	MOH	8.9	2.1	D→A
	MOV	5.1	2.3	C→A
	MOA	6.0	1.3	C→A
2	MIH	10.0	1.8	D→A
	MIV	3.2	1.2	B→A
	MIA	6.5	2.5	C→B
3	FIH	8.3	1.9	D→A
	FIV	3.1	1.1	B→A
	FIA	4.5	1.3	C→A
4	FOH	12.3	1.8	D→A
	FOV	5.2	2.7	C→B
	FOA	5.1	1.2	C→A

Sehingga berdasarkan standar ISO 10816 mesin dapat dijalankan secara aman

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan pengukuran getaran yang dilakukan pada equipment Centrifugal Fan C2322 unit PA PT. Petrokimia Gresik tanggal 22 Maret 2016 dan jika rms dimasukkan dalam “VIBRATION SEVERITY CHART” dapat ditarik kesimpulan:

- Motor Outboard Horizontal : $8.91 \frac{mm}{s}$ (vibration cause damage)
- Motor Outboard Vertical : $5.1 \frac{mm}{s}$ (short term operation)
- Motor Outboard Axial : $6.0 \frac{mm}{s}$ (short term operation)
- Motor Inboard Horizontal : $10.0 \frac{mm}{s}$ (vibration cause damage)
- Motor Inboard Vertical : $3.2 \frac{mm}{s}$ (long term operation)
- Motor Inboard Axial : $6.5 \frac{mm}{s}$ (short term operation)
- Fan Inboard Horizontal : $8.3 \frac{mm}{s}$ (vibration cause damage)
- Fan Inboard Vertical : $3.1 \frac{mm}{s}$ (long term operation)
- Fan Inboard Axial : $4.5 \frac{mm}{s}$ (short term operation)
- Fan Outboard Horizontal : $12.3 \frac{mm}{s}$ (vibration cause damage)
- Fan Outboard Vertical : $5.2 \frac{mm}{s}$ (short term operation)
- Fan Outboard Axial : $5.1 \frac{mm}{s}$ (short term operation)

Dilihat dari pengukuran tersebut pada titik MOH, MIH, FIH, FOH mengalami vibrasi zona D (vibration cause damage). Berdasarkan analisa spektrum terjadi kegagalan unbalance, oleh karena itu perlu dilakukan proses balancing. Setelah dilakukan proses balancing terjadi penurunan nilai rms seperti berikut:

- Motor Outboard Horizontal : $2.1 \frac{mm}{s}$ (new machine condition)
- Motor Outboard Vertical : $2.3 \frac{mm}{s}$ (new machine condition)

- Motor Outboard Axial : $1.3 \frac{mm}{s}$ (new machine condition)
- Motor Inboard Horizontal : $1.8 \frac{mm}{s}$ (new machine condition)
- Motor Inboard Vertical : $1.2 \frac{mm}{s}$ (new machine condition)
- Motor Inboard Axial : $2.5 \frac{mm}{s}$ (long term operation)
- Fan Inboard Horizontal : $1.9 \frac{mm}{s}$ (new machine condition)
- Fan Inboard Vertical : $1.1 \frac{mm}{s}$ (new machine condition)
- Fan Inboard Axial : $1.3 \frac{mm}{s}$ (new machine condition)
- Fan Outboard Horizontal : $1.8 \frac{mm}{s}$ (new machine condition)
- Fan Outboard Vertical : $2.7 \frac{mm}{s}$ (long term operation)
- Fan Outboard Axial : $1.2 \frac{mm}{s}$ (new machine condition)

Sehingga berdasarkan ISO 10816-3 mesin dapat dijalankan dengan aman.

5.2 Saran

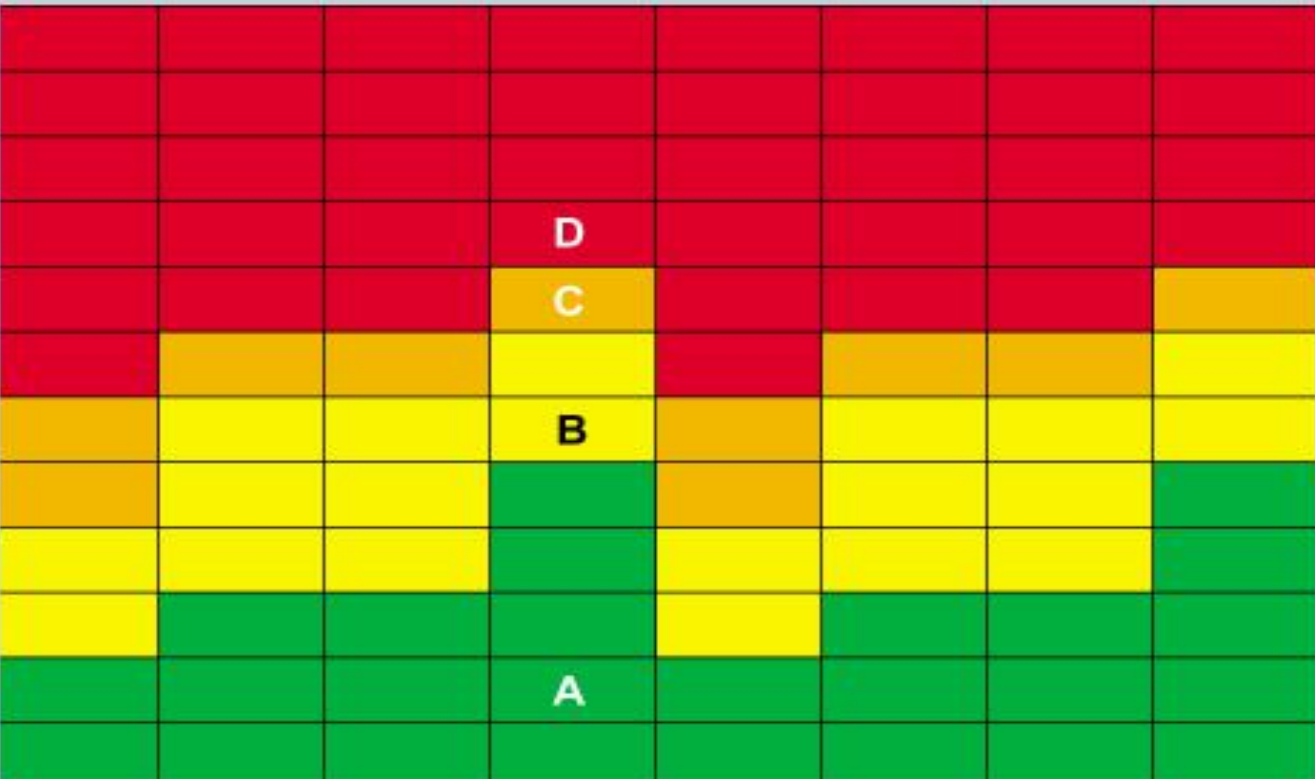
Saran untuk penelitian selanjutnya adalah:

1. Melakukan pengukuran terhadap rotating equipment lain sebagai bahan penelitian
2. Menggunakan jenis kegagalan yang lain sebagai bahan pembahasan


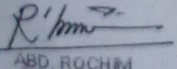
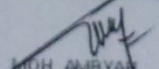
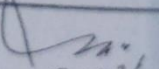
DAFTAR PUSTAKA

- [1] Girdhar, Paresh. 2004. *Practical Machinery Vibration*
- [2] Haryanto, Sugeng. 2016. *Laporan Analisa Vibrasi C2322 22 Maret 20116*. Gresik: PT. Petrokimia Gresik
- [3] Kurniawan, Bambang. 2009. *Belajar Analisa Vibrasi*, <https://www.scribd.com/document/27099049/Belajar-Analisa-Vibrasi> (diakses 25 September 2017)
- [4] M. Harris, Cyril, G. Piersol, Allan. 2002. *Shock and Vibration Handbook Fifth Edition*. USA: The McGraw-Hill Companies Inc.
- [5] Mobley, R. Keith, R. Higgins, Lindley, J. Wikoff, Darrin. 2008. *Maintenance Engineering Handbook 7th Edition*. USA: The McGraw-Hill Companies Inc.
- [6] Taylor, James. 1990. *Vibration Analysis Handbook*
- [7] 2012. *Vibration Training Activity Book Category I*, Australia: Mobius Institute
- [8] 2012. *Vibration Training Activity Book Category II*, Australia: Mobius Institute

Lampiran 1

								Velocity	
								10-1000 Hz $r > 600$ rpm	
								2-1000 Hz $r > 120$ rpm	
								11	0.44
								7.1	0.28
								4.5	0.18
								3.5	0.11
								2.8	0.07
								2.3	0.04
								1.4	0.03
0.71	0.02								
								mm/s rms	inch/s rms
rigid	flexible	rigid	flexible	rigid	flexible	rigid	flexible	Foundation	
pumps > 15 kW radial, axial, mixed flow				medium sized machines 15 kW < P ≤ 300 kW		large machines 300 kW < P < 50 MW		Machine Type	
integrated driver		external driver		motors 160 mm ≤ H < 315 mm		motors 315 mm ≤ H			
Group 4		Group 3		Group 2		Group 1		Group	
A New machine condition				C Short-term operation allowable					
B Unlimited long-term operation allowable				D Vibration causes damage					

Lampiran 2

 CV. ALPHA OMEGA Heat Transfer Engineering		Factory : J. Gubung Madi 10 Phone : 031 5000108 Fax : 031 5000109 E-Mail : info@cv-ao.com www.cv-ao.com		
Form No. : QA/49A/Rev.1 Dated : 10/31/2008 App. : Khun S Wiryasaputra		SURAT PENGANTAR Issued By : Betta Alv. Checked : Heru W.		
No. Surat : 248/Ao Fan/VIII/10		Tgl. : 16 Agustus 2010		
Tujuan : PT. PETRO KIMA GRESIK J. JENDRAL AHMAD YANI - GRESIK		Kend. No. : N 9061 T Pengendara : Nabhan Najib (Pt. Yokri)		
Dikirim Oleh : Expedisi		Halaman :		
No	Jenis Barang	Jumlah	Unit	Catatan
1	CENTRIFUGAL FAN Item No : C-2322 (Phosporic Acid Pabrik III) Capacity : 16000 m3/h (at 30 deg.C) Suction Pressure : -1100 MM W.G Discharge Pressure : 400 MM W.G Total Static Pressure : 1500 MM W.G Wheel diameter : 900 mm Rotation : Clock wise Electro Motor : 132 kW, 4 pole, 380 V, 3 ph 50 HZ, class FIP 55. (ABB / SIEMENT eff 1) Material : SUS 317I (untuk Shaft , Impeller/ Blade, Suction valve / Damper. SS400 / Carbon steel (untuk Housing / Casing, Base Plate) Bearing : SKF Coupling : Falk / Flender Finishing : Acid Resistant 250 micron Accessories : HRL (Hard Rubber Lining 4 mm Bagian dalam) : Shaft Seal : Split casing : Inlet Damper : Drain c/w plug	1(satu)	Unit	PURCHASE ORDER Nomor : 247954 Tanggal : 01 Oktober 2008
11810-09/X/CF/AE/II				
Diperiksa Oleh :  ABD. ROCHIM QC		Dikirim Oleh :  MOH. AMBYAN Expedisi		Diterima Oleh :  24/8/2010
11810-09/X/CF/AE/II 16 Agustus 2010				

ILLUSTRATED VIBRATION DIAGNOSTIC CHART

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	PHASE RELATIONSHIP	REMARKS
MASS UNBALANCE A. FORCE UNBALANCE			Force Unbalance will be in-phase and steady. Amplitude due to unbalance will increase by the square of speed below first rotor critical (a 3X speed increase = 9X higher vibration). 1X RPM always present and normally dominates spectrum. Can be corrected by placement of only one balance correction weight in one plane at Rotor center of gravity (CG). Approx. 0° phase difference should exist between OB & IB horizontals, as well as between OB & IB verticals. Also, approx. 90° phase difference between horizontal & vertical readings usually occurs on each bearing of unbalanced rotor ($\pm 30^\circ$).
B. COUPLE UNBALANCE			Couple Unbalance results in 180° out-of-phase motion on same shaft. 1X RPM always present and normally dominates spectrum. Amplitude varies with square of increasing speed below first rotor critical speed. May cause high axial vibration as well as radial. Correction requires placement of balance weights in at least 2 planes. Note that approx. 180° phase difference should exist between OB & IB horizontals, as well as between OB & IB verticals. Also, approx. a 90° difference between the horizontal & vertical phase readings on each bearing usually occurs ($\pm 30^\circ$).
C. DYNAMIC UNBALANCE			Dynamic Unbalance is the dominant type of unbalance found and is a combination of both force and couple unbalance. 1X RPM dominates the spectrum, and truly requires 2 plane correction. Here, the radial phase difference between outboard and inboard bearings can range anywhere from 0° to 180°. However, the horizontal phase difference should closely match the vertical phase difference, when comparing outboard and inboard bearing measurements ($\pm 30^\circ$). Secondly, if unbalance predominates, roughly a 90° phase difference usually results between the horizontal and vertical readings on each bearing ($\pm 40^\circ$).
D. OVERHUNG ROTOR UNBALANCE			Overhung Rotor Unbalance causes high 1X RPM in both Axial and Radial directions. Axial readings tend to be in-phase whereas radial phase readings might be unsteady. However, the horizontal phase differences will usually match the vertical phase differences on the unbalanced rotor ($\pm 30^\circ$). Overhung rotors have both force and couple unbalance, each of which will likely require correction. Thus, correction weights will most always have to be placed in 2 planes to counteract both force and couple unbalance.
ECCENTRIC ROTOR			Eccentricity occurs when center of rotation is offset from geometric centerline of a pulley, gear, bearing, motor armature, etc. Largest vibration occurs at 1X RPM of eccentric component in a direction thru centerlines of the two rotors. Comparative horizontal and vertical phase readings usually differ either by 0° or by 180° (each of which indicate straight-line motion). Attempts to balance eccentric rotors often result in reducing vibration in one radial direction, but increasing it in the other radial direction (depending on amount of eccentricity).
BENT SHAFT			Bent shaft problems cause high axial vibration with axial phase differences tending towards 180° on the same machine component. Dominant vibration normally occurs at 1X if bent near shaft center, but at 2X if bent near the coupling. (Be careful to account for transducer orientation for each axial measurement if you reverse probe direction.) Use dial indicators to confirm bent shaft.
MISALIGNMENT A. ANGULAR MISALIGNMENT			Angular Misalignment is characterized by high axial vibration, 180° out-of-phase across the coupling. Typically will have high axial vibration with both 1X and 2X RPM. However, not unusual for either 1X, 2X or 3X to dominate. These symptoms may also indicate coupling problems as well. Severe angular misalignment may excite many 1X RPM harmonics. Unlike Mechanical Looseness Type 3, these multiple harmonics do not typically have a raised noise floor on the spectra.
B. PARALLEL MISALIGNMENT			Offset Misalignment has similar vibration symptoms to Angular, but shows high radial vibration which approaches 180° out-of-phase across coupling. 2X often larger than 1X, but its height relative to 1X is often dictated by coupling type and construction. When either Angular or Radial Misalignment becomes severe, they can generate either high amplitude peaks at much higher harmonics (4X, 6X), or even a whole series of high frequency harmonics similar in appearance to mechanical looseness. Coupling type and material will often greatly influence the entire spectrum when misalignment is severe. Does not typically have raised noise floor.
C. MISALIGNED BEARING COCKED ON SHAFT			Cocked Bearing will generate considerable axial vibration. Will cause Twisting Motion with approximately 180° phase shift top to bottom and/or side to side as measured in axial direction on same bearing housing. Attempts to align coupling or balance the rotor will not alleviate problem. Bearing usually must be removed and correctly installed.
RESONANCE			Resonance occurs when a Forcing Frequency coincides with a System Natural Frequency, and can cause dramatic amplitude amplification, which might result in premature, or even catastrophic failure. This may be a natural frequency of the rotor, but can often originate from support frame, foundation, gearbox or even drive belts. If a rotor is at or near resonance, it can be almost impossible to balance due to the great phase shift it experiences (90° at resonance; nearly 180° when passes thru). Often requires changing natural frequency to a higher or lower frequency. Natural Frequencies do not generally change with a change in speed which helps facilitate their identification (unless on a large plain bearing machine or on a rotor which has significant overhang).

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Gresik, 6 Februari 1996 yang merupakan anak pertama dari 3 bersaudara. Jenjang pendidikan formal yang telah ditempuh yaitu, SDN Sidokumpul 1 Gresik, SMPN 3 Gresik, SMAN 1 Gresik. Pada tahun 2014 melanjutkan pendidikan perguruan tinggi di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Departemen Teknik Mesin Industri dan mengambil bidang konsentrasi manufaktur.

Selama duduk di bangku kuliah, penulis aktif mengikuti berbagai pelatihan dan organisasi. Adapun organisasi yang diikuti diantaranya : Staff Divisi Design & Body Manufacure Nogogeni ITS Team 2015/2016. Kepala Divisi Design & Body Manufacure Nogogeni ITS Team 2016/2017, menjadi Juara 2 pada perlombaan Kontes Mobil Hemat Energi (KMHE) 2016 dan menjadi Juara 3 pada pelombaan Shell Eco Marathon Asia (SEM-Asia) 2017.

Pelatihan yang telah diikuti penulis, antara lain : PKTI (Pelatihan Karya Tulis Ilmiah) 2014, Pelatihan LKKM Pra-TD FTI-ITS serta Pelatihan Motor Bakar. Selain itu penulis pernah melakukan kerja praktik di PT. Petrokimia Gresik, Jawa Timur.

Email : haryofebrianto12ipa4@gmail.com